
Axialkolbenverdichter, Insbesondere Verdichter für die Klimaanlage
eines Kraftfahrzeuges

B e s c h r e i b u n g

Die Erfindung betrifft einen Axialkolbenverdichter, insbesondere Verdichter für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock axial hin- und herlaufende Kolben und eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle drehende Schwenkscheibe (Schräg- oder Schwenkring oder Taumelscheibe) umfasst.

Ein derartiger Axialkolbenverdichter ist zum Beispiel aus der DE 197 49 727 A1 bekannt. Dieser umfasst ein Gehäuse, in dem in einer kreisförmigen Anordnung mehrere Axialkolben um eine rotierende Antriebswelle herum angeordnet sind. Die Antriebskraft wird von der Antriebswelle über einen Mitnehmer auf eine ringförmige Schwenkscheibe und von dieser wiederum auf die parallel zur Antriebswelle translatorisch verschiebbaren Kolben übertragen. Die ringförmige Schwenkscheibe ist an einer axial verschieblich an der Antriebswelle gelagerten Hülse schwenkbar gelagert. In der Hülse ist ein Langloch vorgesehen, durch das der erwähnte Mitnehmer hindurchgreift. Somit ist die axiale Beweglichkeit der Hülse auf der Antriebswelle durch die Abmessungen des Langloches begrenzt. Eine Montage erfolgt durch ein Hindurchstecken des Mitnehmers durch das Langloch. Antriebswelle, Mitnehmer, Schiebehülse und Schwenkscheibe sind in einem sog. Triebwerksraum angeordnet, in dem ein gasförmiges Arbeitsmedium des Verdichters mit einem bestimmten Druck vorliegt. Das Fördervolumen und damit die Förderleistung des Verdichters sind abhängig vom Druckverhältnis zwischen Saugseite und Druckseite der Kolben bzw.

- 2 -

entsprechend abhängig von den Drücken in den Zylindern einerseits und im Triebwerksraum andererseits.

5 Eine etwas andere Bauart eines Axialkolbenverdichters ist zum Beispiel in der DE 198 39 914 A1 beschrieben. Die Schwenkscheibe ist als Taumelscheibe ausgeführt, wobei zwischen Taumelscheibe und den Kolben eine gegenüber der Taumelscheibe gelagerte, drehfeste Aufnahmescheibe angeordnet ist.

Des weiteren wird auf folgenden Stand der Technik hingewiesen:

10

- DE 2 524 148
- US 4 815 358
- US 4 836 090
- US 4 077 269
- 15 - US 5 105 728

20

25

Bei den in diesen Druckschriften beschriebenen Kompressoren geht es u.a. darum, Maßnahmen zu treffen, um die Unwucht des Triebwerks im Betrieb zu vermeiden oder zu reduzieren. Im übrigen ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass die rotierenden Bauteile gegenüber den translatorisch bewegten Teilen, nämlich Kolben, Kolbenstange etc. relativ groß und dementsprechend schwer gebaut sind. Des weiteren ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass auf die eigentliche Schwenkscheibenvorrichtung eine Zusatzscheibe durch einen geeigneten Koppelmechanismus einwirkt. Die mehreren rotierenden Bauteile sollen ein Aufstellen des Moment der Schwenkscheibenvorrichtung in Richtung Minimalhub der Kolben bewirken, wodurch Einfluß auf das Regelverhalten genommen wird.

30

Die erwähnten Konstruktionen sind allesamt relativ aufwendig, teuer, wenig kompakt und aus diesem Grunde für die heutzutage von der Automobilindustrie verlangten Kompressoren für Klimaanlage ungeeignet.

Auch bei Serienverdichtern, wie sie in Fahrzeugen eingesetzt werden; zielt man auf eine geeignete Dimensionierung der bewegten Bauteile (insbesondere Masse), um das

- 3 -

gewünschte Regelverhalten zu erreichen. Der Serienverdichter 6SEU 12 C von DENSO weist zum Beispiel ein Triebwerk mit den folgenden, für das Regelverhalten relevanten Massen auf:

5

Bauteil	Anzahl	Masse Bauteil [g]	Masse gesamt [g]
Kolben	6	41	246
Gleitstein	12	5	60
translatorisch bewegte Massen			306 g
Schrägscheibe	1	391	391
Führungsstifte	2	20	40
rotatorisch bewegte Massen			431 g

Die vorgenannten Zahlen lassen erkennen, dass eine beträchtliche Bauteilmasse für rotatorisch bewegte Teile vorgesehen ist. Damit versucht man, eine ausreichende Gegenkraft bzw. ein ausreichendes Gegenmoment in bezug auf die translatorisch bewegten Massen herzustellen. Dieser Grundgedanke liegt auch der DE 198 39 914 A1 zugrunde, wo eben die rotierende Masse der Schwenkscheibe bzw. des schwenkbaren Anteils derselben derart bemessen ist, dass die beim Drehen der Antriebsscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Schwenkscheibe bewusst regelnd entgegenzutreten und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, nämlich zu verringern bzw. zu begrenzen bzw. insbesondere konstant zu halten.

Die Einflußgrößen, die als Momente um das Kippzentrum einer Schwenkscheibenvorrichtung wirken, sind im einzelnen folgende Momente, wobei in Klammern jeweils die Richtung der Momente angegeben ist und (-) abregelnd (in Richtung eines Minimalhubs) und (+) aufregelnd (in Richtung des Maximalhubs) bedeuten:

- 25
- Moment infolge der Gaskräfte in den Zylinderräumen (+)
 - Moment infolge der Gaskräfte aus dem Triebwerksraum (-)

- 4 -

- Moment infolge einer Rückstellfeder (-)
- Moment infolge einer Aufstellfeder (+)
- Moment infolge rotierender Massen (-); inklusive Moment infolge
Schwerpunktlage (zum Beispiel Schwenkscheibe: Kippposition ≠
Massenschwerpunkt): kann (+) oder (-) sein
- Moment infolge der translatorisch bewegten Massen (+)

5

10 In bezug auf den erwähnten Verdichter 6SEU 12 C von DENSO, der die typische Bauform eines Schwenkscheibenverdichters repräsentiert, ist zu bemerken, dass die Masse einer solchen Schwenkscheibe nicht beliebig erhöht werden kann, um das Regelverhalten damit zu verändern. Das liegt daran, dass bei den Verdichtern der beschriebenen Art der Massenschwerpunkt der Schwenkscheibe in der Regel einen deutlichen Abstand zum Kippgelenk der Schwenkscheibe aufweist. Diese Konstruktion begründet sich im wesentlichen damit, dass die Schwenkscheibe zusätzlich zu einer
5 geeigneten Führung auf der Antriebswelle über einen Stellmechanismus mit der Antriebswelle oder ein mit der Antriebswelle verbundenes Bauteil gekoppelt werden muß.

0 Der erwähnte Abstand vom Schwerpunkt der Schwenkscheibe und des Kippgelenks derselben führt zu einer Unwucht des Triebwerkes, insbesondere in Abhängigkeit vom Schwenkscheibenkippwinkel (der Schwerpunkt wandert „wie bei einer Schaukel“ unterhalb des Kippgelenkes), und führt im ungünstigsten Fall zu einer aufregelnden Eigenschaft (sog. „Schwerpunktlage“).

5 Somit ist bei den Verdichtern nach dem Stand der Technik, und zwar sowohl nach dem druckschriftlichen als auch tatsächlich praktizierten Stand der Technik ein Kompromiß zu schließen dahingehend, dass eine vorbestimmte Masse der Schwenkscheibe bereitgestellt wird, um ein Gegenmoment zu den translatorisch bewegten Massen herzustellen. Andererseits darf die Masse der Schwenkscheibe aber auch nicht zu groß
1 ausgelegt werden, da dann die Unwucht des Triebwerkes übermäßig würde. Im übrigen, bei Ausbildung einer Schwenkscheibe in Form eines Schwenkringes wird die Erhöhung der Masse desselben durch die Bauhöhe begrenzt.

Um diesem Problem zu begegnen, hat man bereits vorgeschlagen, die Kolben, d.h. die translatorisch bewegten Massen möglichst gering, d.h. leicht zu bauen, z.B. aus Aluminium oder anderen Werkstoffen mit geringerer spezifischer Dichte. Auch gibt es diesbezüglich den Vorschlag, Hohlkolben zu verwenden.

5

Des weiteren wird auf den Verdichter gemäß der EP 0 809 027 A1 verwiesen. Dort geht es um eine besondere Ausführungsform des Koppelmechanismus zwischen Antriebswelle und Schwenkscheibenvorrichtung. Der Koppelmechanismus ist für Hochdruck ausgelegt, zum Beispiel dann, wenn als Kältemittel R744 eingesetzt wird. Des weiteren geht es bei dem zuletzt genannten Stand der Technik auch um eine sog. Konstantregelung der Fördermenge. Es wird vorgeschlagen, die Kinematik des Verdichters so zu konzipieren, dass die auf die Schwenkscheibe wirkenden, abregelnden Kippmomente deutlich gegenüber den aufregelnden Kippmomenten dominieren. Dabei sei darauf hingewiesen, dass der Begriff „Fördermenge“ relativ unscharf ist. Die Fördermenge könnte als konstant angesehen werden, wenn sich z.B. bei Verdoppelung der Drehzahl der Kippwinkel der Schwenkscheibe halbiert. Damit wäre geometrisch die Fördermenge konstant. Natürlich wirken auch noch andere Parameter auf die Fördermenge ein, wenn sich der Kippwinkel der Schwenkscheibe ändert, z.B. Liefergrad, Ölwurf od. dgl..

0

Für eine Konstantregelung der Fördermenge bei wechselnden Drehgeschwindigkeiten wird das rückstellende Drehmoment der Schwenkscheibe ausgenutzt, da die Schwenkscheibe ihrer Schrägstellung aufgrund der dynamischen Kräfte am mitdrehenden Scheibenteil entgegenwirkt. Dieses Verhalten kann durch die Kraft einer Feder unterstützt werden, so dass die bei ansteigender Drehgeschwindigkeit bzw. Drehzahl zunehmende Fördermenge durch Rückstellung der Schräg- bzw. Schwenkstellung der Schwenkscheibe zumindest teilweise kompensiert wird.

5

Wie oben bereits dargelegt, kann prinzipiell ein solches Verhalten erreicht werden, indem man z.B. eine Zusatzmasse in das Triebwerk integriert, deren Massenträgheit sich über einen Koppelmechanismus auf die Schwenkscheibe auswirkt. Weiterhin wurde ausgeführt, dass sich bei Verdichtern, wie sie gegenwärtig in Kraftfahrzeugen eingesetzt werden, die Masse der Schwenkscheibe nicht beliebig groß wählen lässt,

1

ohne andere Nachteile in Kauf nehmen zu müssen. Dies gilt insbesondere auch für die Lehre gemäß der DE 198 39 914 A1 bzw. der EP-Anm.-Nr. 99 953 619. Die dort vorgeschlagene Regelung mit der Masse der rotierenden Bauteile kann zu einem Regelverhalten führen, durch das die Fördermenge weitgehend drehzahlunabhängig sein soll. Dies ist jedoch nicht zwangsläufig. Es kann z.B. auch zu einer Überkompensation kommen. Die Auslegungskriterien sind sehr unscharf. Der Grund dafür liegt darin, dass die Masse der rotierenden Bauteile das Aufstellmoment der Schwenkscheibe lediglich proportional beeinflusst, die Drehzahl (ω) aber quadratisch. D.h., die Fördermenge lässt sich nur im höheren Drehzahlbereich (hier spielt die Dynamik eine Rolle) und für genau 2 Drehzahlen kompensieren.

Des weiteren sind Verdichter bekannt, insbesondere Serienverdichter für R134a, bei denen sich allein aufgrund der wirkenden Momente von aufregelnden und abregelnden Massenkräften in der Tendenz das Hubvolumen vergrößert. Durch entsprechenden Regeleingriff der eingesetzten Regelventile muß das ggf. kompensiert werden. Bei neueren Entwicklungen, insbesondere für CO₂-Verdichter strebt man danach, dieses Verhalten umzukehren. Der notwendige Regeleingriff kann dann vermindert oder sogar entbehrlich werden.

Zum besseren Verständnis ist das beschriebene Kippverhalten infolge einer Drehzahlschwankung in den Fig. 2 und 3 dargestellt. Fig. 2 zeigt die Abhängigkeit der Triebwerksraum-Druckdifferenz bezogen auf den Saugdruck über dem Kippwinkel α bzw. „alpha“ der Schwenkscheibe. Für die Berechnung wurden exemplarisch folgende Drücke unterstellt:

Hochdruck 120 bar und Saugdruck 35 bar.

Gerechnet wurde weiterhin mit Drehzahlen:

600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min.

Zu erkennen sind in Fig. 2 allerdings nur fünf der sechs gerechneten Verläufe. Das liegt daran, dass die Verläufe für die Drehzahlen 600 U/min und 1200 U/min im wesentlichen vollständig übereinander liegen (wegen fehlender Dynamik); deshalb

- 7 -

ist die im Stand der Technik geförderte „drehzahlunabhängige Fördermenge“ eher eine Wunschvorstellung, die mit den dargelegten Maßnahmen nicht erfüllbar ist.

Anhand des Diagramms gemäß Fig. 2 läßt sich gut erkennen, dass sich Verläufe
 5 ergeben, die eine Verstellung der Schwenkscheibe zu größeren Kippwinkeln verursachen, wenn sich die Drehzahl erhöht. Der Berechnung lag ein Schwenkring zugrunde mit einem vorbestimmten Innen- und Außendurchmesser und einer vorbestimmten Höhe.

10 Daneben ist die Kolbenmasse relevant, der Teilkreisdurchmesser, auf dem die Kolben liegen, und die Anzahl der Kolben.

Der Schwenkring hat vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment $J_2 = J_\eta$ bzw.
 $J = m/4 (r_a^2 + r_i^2 + h^2/3)$, das größer ist als 100.000 gmm². Vorzugsweise ist das
 15 Massenträgheitsmoment größer als $J=200.000-250.000$ gmm².

Weiter hat der Schwenkring vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment von $J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2}$
 $(r_a^2 + r_i^2)$, das größer ist als 200.000 gmm², vorzugsweise etwa 400.000 – 500.000
 gmm².

20 Nachstehend ist die Herleitung des sog. Deviationsmomentes angegeben, welches für das Kippen der Schwenkscheibe bzw. eines Schwenkringes maßgeblich ist, und zwar im dargestellten Fall allein für das Kippen der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes verantwortlich ist unter der Voraussetzung, dass der Massenschwerpunkt der
 25 Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes sowohl im Kippunkt als auch im geometrischen Mittelpunkt der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes liegt. Hierbei handelt es sich um einen anzustrebenden Idealfall der Konstruktion. Für die Herleitung des Deviationsmomentes gilt ganz allgemein unter Bezugnahme auf Fig. 13:

$$\begin{aligned}
 30 \quad J_{yz} &= -J_1 \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 - J_2 \cos \beta_2 \cos \beta_3 - J_3 \cos \gamma_2 \cos \gamma_3 \\
 \left. \begin{aligned} \alpha_1 &= 0 \\ \beta_1 &= 90^\circ \\ \gamma_1 &= 90^\circ \end{aligned} \right\} & \text{Richtungswinkel der x-Achse} \\
 & \text{gegenüber den Hauptträgheitsachsen } \xi \cdot \eta \cdot \zeta
 \end{aligned}$$

- 8 -

5

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_2 = 90^\circ \\ \beta_2 = \psi \\ \gamma_2 = 90^\circ + \psi \end{array} \right\} \text{Richtungswinkel der } y\text{-Achse gegenüber den} \\ \text{Hauptträgheitsachsen } \xi \cdot \eta \cdot \zeta$$

10

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_3 = 90^\circ \\ \beta_3 = 90^\circ - \psi \\ \gamma_3 = \psi \end{array} \right\} \text{Richtungswinkel der } z\text{-Achse gegenüber den} \\ \text{Hauptträgheitsachsen } \xi \cdot \eta \cdot \zeta$$

$$J_2 = J_\eta = \frac{m}{4} (r_a^2 + r_l^2 + \frac{h^2}{3})$$

$$J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2} (r_a^2 + r_l^2)$$

15

(Anmerkung: $J_3 \approx 2 J_2$
Ziel: J_{yz} soll eine bestimmte Größe haben
 $J_{yz} \uparrow \} J_3 \uparrow J_2$ erhöht sich zwangsläufig!)

20

Deviationsmoment

$$J_{yz} = -J_2 \cos\psi \sin\psi + J_3 \cos\psi \sin\psi$$

Unabhängig von Fig. 13 gilt:

5

Moment infolge Massenkraft der Kolben

$$\beta_i = \theta + 2\pi (i-1) \frac{1}{n}$$

$$Z_i = R \cdot \omega^2 \tan\alpha \cos\beta_i$$

$$F_{mi} = m_k \cdot Z_i$$

0

$$M(F_{mi}) = m_k \cdot R \cdot \cos\beta_i \cdot Z_i$$

$$M_{k,ges} = m_k \cdot R \sum_{i=1}^n Z_i \cdot \cos\beta_i$$

- 9 -

Moment M_{sw} infolge Deviationsmoment

$$M_{sw} = J_{yz} \cdot \omega^2$$

$$J_{yz} = \left\{ \frac{msw}{2} (r_a^2 + r_i^2) - \frac{msw}{4} \left(r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3} \right) \right\} \cos \alpha \sin \alpha$$

$$5 \quad J_{yz} = \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)$$

$$M_{sw} \geq M_{k,ges}$$

bzw.

$$10 \quad [\omega^2 R^2 \cdot m_k \tan \alpha \sum_{i=1}^n \cos^2 \beta = \omega^2 \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)]$$

Dabei bedeuten die oben verwendeten Größen was folgt:

5	θ	Drehwinkel der Welle (wobei die vor- und nachstehenden Betrachtungen der Einfachheit halber für $\theta=0$ angestellt werden)
	η	Anzahl der Kolben
	R	Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
	ω	Wellendrehzahl
3	α	Kippwinkel des Schwenkringes/Schwenkscheibe
	m_k	Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine bzw. Gleitsteinpaar
	$m_{k,ges}$	Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
	msw	Masse des Schwenkringes
	r_a	Außenradius des Schwenkringes
i	r_i	Innenradius des Schwenkringes
	h	Höhe des Schwenkringes
	ρ	Dichte des Schwenkringes
	V	Volumen des Schwenkringes
	β_i	Winkelposition des Kolbens i
	z_i	Beschleunigung des Kolbens i
	F_{mi}	Massenkraft des Kolbens i (inklusive einem Gleitsteinpaar)

- 10 -

$M(F_{mi})$ Moment infolge der Massenkraft des Kolbens i

$M_{k,ges}$ Moment infolge der Massenkraft aller Kolben

M_{sw} Moment infolge des Aufstellmomentes des Schwenkringes/Schwenkscheibe
infolge des Deviationsmoments (J_{yz})

5 $J = f(g, r, h)$ Massenträgheitsmoment

Konkret lag der Fig. 2 folgende Kippmomentbestimmung der Schwenk- bzw. Schrägscheibe zugrunde, wobei α von 0° bis 16° variiert wurde:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

5	theta	0	0,00	[°]	beta	1			Jz	208436
	n (p)	7		-	beta	1	0,0	0,00		
	R	29		[mm]	beta	2	51,4	0,90	(Jx =) Jy	106137
	n	2500		[1/min]	beta	3	102,9	1,80		
	alpha	16	0,28	[°]	beta	4	154,3	2,69	Jyz	27105
	mk	45		[g]	beta	5	205,7	3,59		
	mk,ges	315		[g]	beta	6	257,1	4,49	omega	262
	msw	230		[g]	beta	7	308,6	5,39		
10	ra	37		[mm]						
	rl	21		[mm]						
	h	10		[mm]	z"	1	569,9		Jy/mk,ges	337
	rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	355,4		Jy/msw	461
					z"	3	-126,8		Jz/mk,ges	662
					z"	4	-513,5		Jz/msw	905
					z"	5	-513,5			
15	V	29154		[mm³]	z"	6	-126,8			
					z"	7	355,4		msw/mk,ges	0,73
	R fr,eing	30			Fmi	1	25,6			
	R f(ra,rl)	29			Fmi	2	16,0			
					Fmi	3	-5,7			
					Fmi	4	-23,1			
20	sin2(alpha)	0,5299			Fmi	5	-23,1			
	tan(alpha)	0,2867			Fmi	6	-5,7			
					Fmi	7	16,0			
					M(Fmi)	1	0,74			
					M(Fmi)	2	0,29			
					M(Fmi)	3	0,04			
					M(Fmi)	4	0,60			
25					M(Fmi)	5	0,60			
					M(Fmi)	6	0,04			
					M(Fmi)	7	0,29			
	n	2500		[1/min]	Mk,ges		2,6032		Msw	1,8578
	alpha	16		[°]						

30 Es lässt sich erkennen, dass der Einfluß der Kolbenmassen überwiegt und sich damit das aufregelnde Verhalten der Schräg- bzw. Schwenkscheibe bei steigender Drehzahl ergibt.

Es handelt sich also um den Fall $M_{k,ges} > M_{sw}$

In Fig. 3 ist ein Diagramm für ein nahezu identisches Triebwerk angegeben, wobei sich dieses Diagramm nach folgendem Berechnungsschema ergibt, wobei auch hier α von 0° bis 16° variiert wurde:

5

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

theta	0	0,00	[°]						
n (p)	7		-	beta	i			Jz	375185
R	29		[mm]	beta	1	0,0	0,00		
n	2500		[1/min]	beta	2	51,4	0,90	(Jx =) Jy	198786
alpha	16	0,28	[°]	beta	3	102,9	1,80	.	
mk	45		[g]	beta	4	154,3	2,69	Jyz	46739
mk,ges	315		[g]	beta	5	205,7	3,59		
				beta	6	257,1	4,49	omega	262
msw	415		[g]	beta	7	308,6	5,39		
ra	37		[mm]						
ri	21		[mm]						
h	18		[mm]	z"	i			Jy/mk _{ges}	631
				z"	1	569,9			
rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	355,4		Jy/msw	480
				z"	3	-126,8			
				z"	4	-513,5		Jz/mk _{ges}	1191
				z"	5	-513,5			
				z"	6	-126,8		Jz/msw	905
V	52477		[mm³]	z"	7	355,4			
								msw/mk _{ges}	1,32
				Fmi	i				
R fr,eing	30			Fmi	1	25,6			
R f(ra;rl)	29			Fmi	2	16,0			
				Fmi	3	-5,7			
				Fmi	4	-23,1			
				Fmi	5	-23,1			
sin2(alpha	0,5299°			Fmi	6	-5,7			
tan(alpha)	0,286Z			Fmi	7	16,0			
				M(Fmi)	i				
				M(Fmi)	1	0,74			
				M(Fmi)	2	0,29			
				M(Fmi)	3	0,04			
				M(Fmi)	4	0,60			
				M(Fmi)	5	0,60			
				M(Fmi)	6	0,04			
				M(Fmi)	7	0,29			
n	2500		[1/min]						
alpha	16		[°]	Mk,ges		2,6032		Msw	3,2034

Hier liegt der Fall $M_{k,ges} < M_{sw}$ vor.

0

Dieses Berechnungsschema zeigt, dass im Vergleich zu der Berechnung zu Fig. 2 die Dicke bzw. Höhe der Schräg- bzw. Schwenkscheibe von 10 mm (Fig. 2) auf 18 mm (Fig. 3) erhöht worden ist. Das hat zur Konsequenz, dass das relevante Massenträgheitsmoment J_z vergleichsweise auf den etwa doppelten Wert ansteigt. In Fig. 3 ist ein abregelndes Verhalten des Schwenkscheibentriebwerkes zu erkennen. Angedeutet wird dieser Trend durch den Pfeil „n“ in Fig. 3, wobei „n“ die Drehzahl der Schwenkscheibe bzw. Antriebswelle bedeutet. Die gleiche Bedeutung hat natürlich der Pfeil „n“ in Fig. 2, nur ist dort der Pfeil umgekehrt gerichtet, wodurch ein Aufregeln mit zunehmender Drehzahl angezeigt werden soll.

Die Fig. 2 und 3 geben den Stand der Technik wieder. Dabei ist das aufregelnde Verhalten entsprechend Fig. 2 bei gegenwärtigen R134a Serienverdichter häufig feststellbar. Bei neueren Entwicklungen versucht man eher, diesen Trend in das Gegenteil zu wandeln, nämlich entsprechend Fig. 3.

Ausgehend von dem genannten Stand der Technik ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Axialkolbenverdichter der eingangs genannten Art zu schaffen, auf dessen Schwenkscheiben-Vorrichtung Drehzahlschwankungen einen minimalen Einfluß haben, d.h. nicht die Förderleistung, sondern der Kippwinkel der Schwenkscheibe soll von der Drehzahl möglichst wenig beeinflusst sein.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst, wobei vorteilhafte Weiterentwicklungen und Details der Erfindung in den Unteransprüchen beschrieben sind.

Der Kern der vorliegenden Erfindung liegt also darin, die Geometrie und Dimensionierung der translatorisch bewegten Teile einerseits und rotatorisch bewegten Teile andererseits so aufeinander abzustimmen, dass die dadurch bedingten Momente stets etwa gleich groß sind, so dass der Schwenkscheiben-Kippwinkel bei sich ändernden Drehzahlen im wesentlichen konstant bleibt.

Dadurch erhält man folgende Vorteile:

- günstiges dynamisches Verhalten: vermindertes Aufschwingen und Gegenregeln durch Ventile;
- 5 - Verminderung der Streuung der Kennlinien; dadurch kann bei der Auslegung jeder Betriebspunkt optimal berücksichtigt bzw. im Kennfeld platziert werden (besonders interessant bei CO₂-Verdichtern, da bei diesen im Vergleich zu R134a-Verdichtern neben den AC(Air Conditioning)-Betriebspunkten auch die HP(Heat-Pump)-Betriebspunkte berücksichtigt werden müssen);
- 10 - durch Überlagern eines Momentes infolge Schwerpunktlage kann man in etwa die eingestellten Verläufe der Kennlinien erhalten, diese aber gezielt verschieben.

Erfindungsgemäß gilt es also, die Summe der translatorischen und rotatorischen
15 Momente auf „Null“ einzustellen. Aus den oben genannten Gleichungen für M_{sw} infolge (Deviationsmoment) und $M_{k,ges}$ ergibt sich, dass sich bei Gleichstellung dieser beiden Momente der Drehzahleinfluß „ ω^2 “ herauskürzt.

Des weiteren haben die Erfinder erkannt, dass sich aber ein Einfluß des Kippwinkels
20 der Schwenkscheibe nicht vermeiden lässt. Dieser ergibt sich aus den Verläufen von $\tan(\alpha)$ und $\sin(2\alpha)$. Die Verläufe dieser Winkelfunktionen sind in Fig. 1 dargestellt. Daraus lässt sich ableiten, dass der Einfluß bei kleinem Kippwinkel sehr gering ist, bei größeren Kippwinkeln dann aber beträchtlich zunimmt. In der Regel werden die Schwenkscheiben-Kippwinkel durch einen minimalen Wert α_{min} und einem
25 maximalen Wert α_{max} limitiert. Denkbar sind Grenzen von 0° einerseits und 30° andererseits. In der Praxis liegen die Minimal- und Maximalwerte zwischen etwa 0,6° und 18°. Darauf aufbauend ist aus Fig. 1 erkennbar, dass man im zuletzt genannten Bereich etwa mit einer Abweichung von 13% rechnen muß. Das heißt, wenn für einen
30 minimalen Kippwinkel konstruktiv ein Gleichgewicht zwischen aufregelnden und abregelnden Massen verwirklicht würde, so muß am entgegengesetzten Limit der Schwenkscheibe dennoch mit einem unerwünschten Kippverhalten (Drehzahleinfluß infolge des Kippwinkels) rechnen.

- 15 -

Mit der vorliegenden Erfindung soll das Triebwerk so ausgelegt sein, dass zumindest näherungsweise das erwähnte unerwünschte Verhalten hinsichtlich der Drehzahländerung bei unterschiedlichen Kippwinkeln stark reduziert ist.

- 5 Die Fig. 4 zeigt die Kippcharakteristik der Schwenkscheibe für ein Triebwerk, für welches bei einem Kippwinkel von 1° die Massenkräfte/Momente konstruktiv so eingestellt sind, dass sich aufregelnde und abregelnde Kippmomente in etwa ausgleichen. Das entsprechende Berechnungsschema lautet wie folgt:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

theta	0	0,00	[°]	beta	i		Jz	273677
n (p)	7			beta	1	0,0		
R	29		[mm]	beta	2	51,4	(Jx =) Jy	141183
n	2500		[1/min]	beta	3	102,9		
alpha	1	0,02	[°]	beta	4	154,3	Jyz	2312
mk	45		[g]	beta	5	205,7		
mk,ges	315		[g]	beta	6	257,1	omega	262
				beta	7	308,6		
msw	302		[g]					
ra	37		[mm]					
ri	21		[mm]					
h	13,13		[mm]	z"	i		Jy/mk,ges	448
				z"	1	34,7		
rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	21,6	Jy/msw	467
				z"	3	-7,7		
				z"	4	-31,3	Jz/mk,ges	869
				z"	5	-31,3		
				z"	6	-7,7	Jz/msw	905
V	38279		[mm³]	z"	7	21,6		
							msw/mk,ges	0,96
				Fmi	i			
R fr,eing	30			Fmi	1	1,6		
R f(ra;ri)	29			Fmi	2	1,0		
				Fmi	3	-0,3		
				Fmi	4	-1,4		
				Fmi	5	-1,4		
sin2(alpha)	0,0349			Fmi	6	-0,3		
tan(alpha)	0,0175			Fmi	7	1,0		
				M(Fmi)	i			
				M(Fmi)	1	0,05		
				M(Fmi)	2	0,02		
				M(Fmi)	3	0,00		
				M(Fmi)	4	0,04		
				M(Fmi)	5	0,04		
				M(Fmi)	6	0,00		
				M(Fmi)	7	0,02		
n	2500		[1/min]					
alpha	1		[°]	Mk,ges		0,1585	Msw	0,1585

- 16 -

5	n	2500	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1585
	n	2500	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,2515
	n	2500	[1/min]		
10	alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,4061
	n	11000	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,0678
	n	11000	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 24,2296
	n	11000	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 46,5820

Die in Fig. 4 dargestellte Kippcharakteristik bezieht sich auf einen Druck von 120 bar an der Hochdruckseite und 35 bar an der Saugseite bei Drehzahlen von: 600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min. Im vorstehenden Berechnungsschema ist die Momentenbilanz für einen minimalen Kippwinkel von 1° berechnet und durch entsprechende Auswahl der Schwenkscheibengeometrie eingestellt. Für alle weiteren Rechnungen wurden Innen- und Außendurchmesser der Schwenkscheibe unverändert gelassen, lediglich die Höhe der Schwenkscheibe wird zur Anpassung variiert. Im Bereich der Kolben wird für alle weiteren Berechnungen die Masse konstant mit 45 g angesetzt. Zunächst liegt zur Vereinfachung der Bilanz der Momente der Schwenkscheiben-Schwerpunkt direkt im Kippgelenk der Schwenkscheibe. Die Position der Kolben wird näherungsweise durch die Schwenkscheiben-Geometrie über den Zusammenhang $(r_a + r_i)/2$ festgelegt. Die verwendeten Zahlen und Angaben sind lediglich beispielhaft anzusehen; qualitativ sind die Zusammenhänge aber auch für andere Annahmen repräsentativ. Das hier behandelte Beispiel bezieht sich auf einen Verdichter für die CO₂-Applikation.

Das in Fig. 4 dargestellte Diagramm zeigt ein wenig befriedigendes Ergebnis im Regelverhalten bei größeren Kippwinkeln. Der Verdichter regelt allein aufgrund der Kippmomente infolge der translatorisch bewegten Kolben stark auf. Aufgrund der vorstehenden Zielsetzung ist dieses Ergebnis nicht gerade optimal. Der Ausgleich

der Kippmomente bei einem minimalen Kippwinkel von $\alpha = 1^\circ$ wird dadurch demonstriert, dass bei diesem Kippwinkel $M_{k/ges}$ nahezu gleich M_{SW} ist.

Dem in Fig. 5 dargestellten Diagramm liegen die nachstehende Berechnung und Ergebnisse zugrunde:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

theta	0	0,00	[°]						
n(p)	7	-		beta	i			Jz	279388
R	29		[mm]	beta	1	0,0	0,00		
n	2500		[1/min]	beta	2	51,4	0,90	(Jx =) Jy	144316
alpha	8	0,14	[°]	beta	3	102,9	1,80		
mk	45		[g]	beta	4	154,3	2,69	Jyz	18615
mk,ges	315		[g]	beta	5	205,7	3,59		
				beta	6	257,1	4,49	omega	262
msw	309		[g]	beta	7	308,6	5,39		
ra	37		[mm]						
ri	21		[mm]						
h	13,404		[mm]	z"	i			Jy/mk _{ges}	458
				z"	1	279,3			
rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	174,2		Jy/msw	467
				z"	3	-62,2			
				z"	4	-251,7		Jz/mk _{ges}	887
				z"	5	-251,7			
				z"	6	-62,2		Jz/msw	905
v	39078		[mm²]	z"	7	174,2			
								msw/mk _{ges}	0,98
				Fmi	i				
R fr,elng	30			Fmi	1	12,6			
R f(ra;ri)	29			Fmi	2	7,8			
				Fmi	3	-2,8			
				Fmi	4	-11,3			
				Fmi	5	-11,3			
sin2(alpha)	0,2756			Fmi	6	-2,8			
tan(alpha)	0,1405			Fmi	7	7,8			
				M(Fmi)	i				
				M(Fmi)	1	0,36			
				M(Fmi)	2	0,14			
				M(Fmi)	3	0,02			
				M(Fmi)	4	0,30			
				M(Fmi)	5	0,30			
				M(Fmi)	6	0,02			
				M(Fmi)	7	0,14			
n	2500		[1/min]						
alpha	8		[°]	Mk,ges		1,2759		Msw	1,2759

- 18 -

5	n	2500	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1615
	n	2500	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,4529
	n	2500	[1/min]		
10	alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,2759
	n	11000	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,1275
	n	11000	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 24,7011
	n	11000	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 47,4884

Fig. 5 läßt ebenfalls ein ähnliches Verhalten wie Fig. 4 erkennen; allerdings wurde der Effekt des Aufregelns leicht vermindert. Bei der Berechnung wurde bezogen auf die Berechnung zu Fig. 4 folgendes verändert:

Als Kippwinkel zur Einstellung der Bilanz der relevanten Momente auf Null ist ein mittlerer Kippwinkel von $\alpha = 8^\circ$ gewählt worden.

Um das Trägheitsmoment der Schwenkscheibe entsprechend anzupassen, wurde die Höhe der Schwenkscheibe geringfügig vergrößert, und zwar von 13,130 mm auf 13,404 mm.

Die Momentenbilanz im Berechnungsschema weist einen Ausgleich der Momente bei dem Kippwinkel von 8° auf. Zu erkennen ist auch, dass die einzelnen Kennlinien im Bereich niedrigerer Drehzahlen sehr eng beieinander liegen und sogar leicht abregelnd wirken. Die Linien weisen dann etwa bei einem Kippwinkel $\alpha = 8^\circ$ einen Schnittpunkt auf und werden danach wieder aufregelnd separiert.

Anhand der weiteren Figuren soll nun die Erfindung und das Ziel der vorliegenden Erfindung näher beschrieben werden. Im einzelnen zeigen die Figuren was folgt:

- Fig. 6 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe, die erfindungsgemäß ausgelegt ist;
- 5 Fig. 7 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe, die ebenfalls erfindungsgemäß, jedoch gegenüber Fig. 6 anders ausgelegt ist;
- 10 Fig. 8 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe gemäß Erfindung für eine einzige Drehzahl von $n = 5000$ U/min unter Variation des Betriebspunktes (unterschiedlich eingestellter Hochdruck und Saugdruck);
- 15 Fig. 9 eine bevorzugte Ausführungsform eines Schwenkring-Triebwerkes für einen Axialkolbenverdichter in perspektivischer Ansicht;
- Fig. 10 das Schwenkring-Triebwerk gemäß Fig. 9 im Axialschnitt Längslinie II-II in Fig. 13;
- 20 Fig. 11 das Triebwerk gemäß den Fig. 1 und 2 in Explosionsdarstellung;
- Fig. 12 die Einteilung des Triebwerkes gemäß Fig. 9 in vier Quadranten Q1, Q2, Q3 und Q4;
- 25 Fig. 13 eine schematische Darstellung der Koordinaten eines Schwenkscheiben-Mechanismus zur Berechnung des Massenträgheitsmomentes;
- 30 Fig. 14a - 21 den Einfluß der Lage des Schwerpunktes der Schwenkscheibe relativ zur Kippachse, wobei die Kippachse den Nullpunkte für die Koordinaten y und z definieren.

Fig. 6 und das nachstehende Berechnungsschema

5

10

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

theta	0	0,00	[°]								
n (p)	7		-	beta	i			Jz		297897	
R	29		[mm]	beta	1	0,0	0,00	(Jx =) Jy		154552	
n	2500		[1/min]	beta	2	51,4	0,90				
alpha	16	0,28	[°]	beta	3	102,9	1,80	Jyz		37981	
mk	45		[g]	beta	4	154,3	2,69				
mk,ges	315		[g]	beta	5	205,7	3,59	omega		262	
				beta	6	257,1	4,49				
msw	329		[g]	beta	7	308,6	5,39				
ra	37		[mm]								
ri	21		[mm]								
h	14,292		[mm]	z"	i			Jy/mk _{ges}		491	
				z"	1	569,9					
rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	355,4		Jy/msw		470	
				z"	3	-126,8					
				z"	4	-513,5		Jz/mk _{ges}		946	
				z"	5	-513,5					
				z"	6	-126,8		Jz/msw		905	
V	41667		[mm³]	z"	7	355,4		msw/mk _{ges}		1,04	
				Fmi	i						
R fr,elng	30			Fmi	1	25,6					
R f(ra;ri)	29			Fmi	2	16,0					
				Fmi	3	-5,7					
				Fmi	4	-23,1					
				Fmi	5	-23,1					
.sin2(alpha	0,5299			Fmi	6	-5,7					
:tan(alpha)	0,2867			Fmi	7	16,0					
				M(Fmi)	i						
				M(Fmi)	1	0,74					
				M(Fmi)	2	0,29					
				M(Fmi)	3	0,04					
				M(Fmi)	4	0,60					
				M(Fmi)	5	0,60					
				M(Fmi)	6	0,04					
				M(Fmi)	7	0,29					
n	2500		[1/min]								
alpha	16		[°]	Mk,ges		2,6032		Msw		2,6032	

- 21 -

5	n	2500	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1714
	n	2500	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,3540
	n	2500	[1/min]		
0	alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,6032
	n	11000	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,3191
	n	11000	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 26,2141
	n	11000	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 50,3972

zeigt das Regelverhalten eines Schwenkring-Triebwerkes, welches derart dimensioniert ist, dass bei einem Kippwinkel von 16° ein Momentenausgleich stattfindet, wobei der Kippwinkel von 16° gleich α_{\max} sein soll. Die Höhe der Schwenkscheibe wurde auf 14,292 mm angepasst. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass natürlich auch andere Schwenkscheibenparameter für die Einstellung des Massenträgheitsmomentes herangezogen werden können. Um eine einfache Vergleichbarkeit herzustellen, wurde aber lediglich beispielhaft der Parameter „Schrägscheibenhöhe“ ausgewählt.

Das Regelverhalten der Schwenkscheibe gemäß Fig. 6 zeigt ein besonders gewünschtes Resultat. Im gesamten Arbeitsbereich der Schwenkscheibe, d.h. von α_{\min} bis α_{\max} gibt es keinen nennenswerten aufregelnden Effekt von Momenten bewegter Massen; eine breite Streuung der Kennlinien wird vermieden, und zwar dadurch, dass es einen Schnittpunkt oder ein Zusammenlaufen der Kennlinien bei maximalem Kippwinkel, d.h. α_{\max} gibt.

Die Momentensumme der aufregelnden und abregelnden Massenkräften ist im Bereich zwischen mittlerem und maximalem Kippwinkel, insbesondere bei maximalem Kippwinkel etwa Null.

An dieser Stelle sei auch darauf hingewiesen, dass sich die vorliegende Beschreibung nur auf die infolge der Schwenkscheibe und der Kolben und eventuell zusätzlichen

Bauteilen wirkenden Massenkräfte, Trägheitskräften und den sich daraus ergebenden Momenten beziehen, die ein Verkippen der Schwenkscheibe beeinflussen. Dabei wird im vorliegenden Fall ein Triebwerk herangezogen, welches nur wenige Bauteile aufweist. Ausgehend von dem hier zugrunde liegenden Beispiel mit Schwenkscheibe, Gleitsteinen und Kolben sind natürlich auch komplexere Konstruktionen denkbar, wie etwa ein Taumelscheibenverdichter. Grundsätzlich gilt das hier Gesagte jedoch auch für diese komplexeren Baugruppen.

Darüber hinaus ist das hier angesprochene Momentengleichgewicht überprüfbar, ohne dass dazu der Verdichter in Betrieb genommen werden muß. Ausgehend von der oben genannten Grundgleichung für den Momentenausgleich ist es offensichtlich, dass die Kennlinien errechnet werden können aus der gemessenen Geometrie und den gemessenen Bauteilmassen. Ggf. muß auch noch der Schwerpunkt der Schwenkscheibe ermittelt werden.

Die Fig. 7 und 8 zeigen eine Variante zu der Ausführung gemäß Fig. 6. Vor allem zeigen die Fig. 7 und 8, dass ein Momentenausgleich auch für einen virtuellen Kippwinkel möglich ist, z.B. einen Kippwinkel, dessen Betrag über α_{\max} liegt. Erstreckt sich z.B. der Arbeitsbereich des Schwenkscheiben-Kippwinkels 1° bis 16° , kann die Auslegung des Triebwerks so erfolgen, dass die Momentensumme bei einem virtuellen Kippwinkel von 22° Null ist. Fig. 7 läßt erkennen, dass auch in einem solchen Fall ein Regelverhalten erhalten wird, welches dem gewünschten Ziel sehr nahe kommt. In Fig. 7 laufen sämtliche Kennlinien beim virtuellen Kippwinkel $\alpha = 22^\circ$ zusammen, und zwar Kennlinien für unterschiedliche Drehzahlen.

In Fig. 8 sind die Kennlinien für eine einzige Drehzahl $n = 5000$ U/min, aber verschiedene Betriebspunkte dargestellt, die gekennzeichnet sind durch unterschiedliche Verhältnisse von Hochdruck und Saugdruck, wobei der Hochdruck zwischen 65 bar und 120 bar, und der Saugdruck zwischen 25 bar und 50 bar liegt. Fig. 8 läßt erkennen, dass je nach Betriebspunkt die Kennlinie eher bei höheren Drücken im Kennfeld liegt oder bei etwas niedrigeren. In allen Darstellungen sind die Kennlinien mit einer Federkonstante bzgl. der Rückstellfeder (Rückstellung in Richtung Minimalhub) von 60 N/mm gerechnet. Würde die Federkonstante kleiner gewählt

werden, so würden die Kennlinien in Richtung größerer Kippwinkel weniger abfallend sein. Würde die Federkonstante größer gewählt werden, so würden die Kennlinien in Richtung größerer Kippwinkel stärker abfallend sein.

- 5 Eine jede Kurve für 5000 U/min ist als repräsentativ für ein Kurvenbündel eines bestimmten Betriebspunktes zu sehen. Wenn berücksichtigt wird, dass ein bestimmter Regeldruck von mindestens 2-3 bar über dem Saugdruck benötigt wird, wird ein günstiges Regelverhalten dadurch erreicht, dass die Kennlinien eine gewisse, möglichst in einem weiten Bereich lineare Steigung aufweisen. Dadurch wird plausibel, dass
10 ein eng beieinanderliegendes „Kennlinienbündel“ eher für alle Betriebsbereiche im gewünschten Bereich des Kennfeldes liegt als Regelkurven, die stärker auseinander driften, so wie dies in den Fig. 2 und 3 dargestellt ist.

- Bei solchen negativen Fällen, wie z.B. bei einem aufregelnden Verhalten gemäß Fig. 2,
15 ist anschaulich, dass Teile von Regelkurven sehr einfach in Bereichen unterhalb des Saugdrucks liegen (was natürlich nicht erwünscht ist; in diesem Fall kann der Verdichter nicht auf Maximalhub gestellt werden). Um das zu vermeiden, müssten dann weichere Rückstellfedern verwendet werden. Insbesondere bei hohen Drehzahlen kann es dann aber dazu kommen, dass gegenüber der fallenden Charakteristik bei
20 niedrigen Drehzahlen eine ansteigende Charakteristik der Fall ist. Die Erfahrung zeigt, dass in solchen Fällen sehr unerwünschte Regeleffekte entstehen. Insbesondere einzelnen Drücken ist kein definierter Kippwinkel mehr zuzuordnen (Auftreten von relativen Maxima und Minima bzw. keine oder zu wenig Steigung oder Wendepunkte).

- 25 In den Fig. 9 bis 12 ist eine bevorzugte Ausführungsform eines vorteilhaften Schwenkscheiben- bzw. Schwenkring-Mechanismus dargestellt. Dieser Mechanismus bzw. das entsprechende Schwenkring-Triebwerk ist mit der Bezugsziffer 100 gekennzeichnet. Es umfasst eine in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle 104 verstellbare, von der Antriebswelle drehangetriebene, im vorliegenden Fall ringförmige
30 Schwenkscheibe bzw. Schwenkring 107, wobei dieser Schwenkring sowohl mit einer auf der Antriebswelle 104 axial verschieblich gelagerten Schiebehülse 108 als auch mit einem im Abstand von der Antriebswelle 104 mit diesem drehend angeordneten Stützelement 109 gelenkig verbunden ist. Diese gelenkige Verbindung ist als

- 24 -

Axialabstützung ausgebildet, wie insbesondere die Fig. 10 und 11 erkennen lassen. Die Zusammenwirkung des Schwenkringes 107 mit den Axialkolben entspricht derjenigen gemäß Stand der Technik nach der DE 197 49 727 A1.

- 5 Das Schwenklager des Schwenkringes 107 definiert eine sich quer zur Antriebswelle 104 erstreckende Schwenkachse 101. Diese Schwenkachse wird des weiteren definiert durch zwei gleichachsig beidseitig der Schiebehülse 108 gelagerte Lagerbolzen 102, 103 (siehe Fig. 11). Diese Lagerbolzen 102, 103 sind in radialen Bohrungen des Schwenkringes 107 gelagert. Diese radialen Bohrungen sind in Fig. 11 mit der
- 10 Bezugsziffer 130 gekennzeichnet. Die Schiebehülse 108 kann zu diesem Zweck beidseitig zusätzlich Lagerhülsen 105, 106 (siehe Fig. 11) aufweisen, die den Ringraum 119 zwischen der Schiebehülse 108 und dem Schwenkring 107 überbrücken.

- Von Bedeutung ist die axiale Abstützung des Schwenkringes an dem mit der
- 15 Antriebswelle 104 mitdrehend angeordneten Stützelement 109. Diese Abstützung erfolgt durch einen mit dem Schwenkring 107 wirkverbundenen Stützbogen 110. Dieser Stützbogen 110 ist so ausgebildet, dass er eine zwischen Kolben und Schwenkring wirksame Gelenkanordnung übergreift, und zwar so, dass unabhängig von der Neigung des Schwenkringes 107 eine Kollision zwischen diesem und dem
- 20 Stützbogen 110 einerseits und einem eine Gelenkanordnung umfassenden Kolbenfuß 111 andererseits ausgeschlossen ist (siehe dazu Fig. 10). Der den Kolbenfuß 111 zugeordnete Kolben ist mit der Bezugsziffer 118 gekennzeichnet. Das Stützelement 109 ist Teil einer mit der Antriebswelle 104 drehfest verbundenen Scheibe 112.

- 25 Die Stützfläche des Bogens 110 erstreckt sich etwa konzentrisch zum Mittelpunkt der zwischen Kolben 118 und Schwenkring 107 wirksamen Gelenkanordnung. Die axiale Abstützung ist also außerhalb der vorgenannten Gelenkanordnung wirksam mit der Folge, dass die Gelenkanordnung, die zwischen Kolben und Schwenkring wirksam ist, durch axiale Abstützungsmaßnahmen nicht beeinträchtigt wird. Dies gilt insbesondere
- 30 für die Dimensionierung der vorgenannten Gelenkanordnung. Die Gelenkanordnung ist ebenso wie beim Stand der Technik durch zwei kugelsegmentartige Gelenksteine 121, 122 (siehe Fig. 10) definiert, zwischen denen der Schwenkring 107 gleitend eingreift. Den sphärischen Lagerflächen der Gelenksteine 121, 122 sind korrespondierende

sphärische Mulden an den einander zugekehrten Stirnseiten des Kolbenfußes 111 zugeordnet.

Des weiteren ist erkennbar, dass bei der dargestellten Ausführungsform das Schwenklager des Schwenkringes 107 nur zur Drehmomentübertragung und das Stützelement 109 nur zur axialen Abstützung der Kolben 118 bzw. Gaskraftabstützung dienen. Die Drehmomentübertragung ist also von der Axialabstützung des Schwenkringes 107 entkoppelt.

- 10 Von besonderem Interesse ist noch die Stützfläche am Stützelement 109 für den Stützbogen 110. Diese Stützfläche ist als kreisbogenförmige bzw. zylindrische Lagerfläche 123 ausgebildet. Um eine Verschiebung der Stützlinie bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 zu vermeiden, d.h. eine Verschiebung aus dem Zentrum der Kolben 118 heraus, ist der Stützbogen 110 in radialer Richtung relativ
15 zum Schwenkring 107 verschieblich gelagert.

Im übrigen wird bezüglich der Konstruktion dieses Triebwerkes auf die auf die Anmelderin zurückgehende deutsche Patentanmeldung Nr. 103 35 159.0 verwiesen.

- 20 Gemäß Fig. 12 ist das beschriebene Triebwerk in vier Bereiche bzw. Quadranten Q1, Q2, Q3 und Q4 bzgl. Antriebswelle 104 und Schwenkring 107 unterteilt. Der erste Quadrant Q1 ist begrenzt durch die Antriebswelle 104 und die die Kolbenabstützung umfassende Vorderseite, d.h. dem Kolben zugewandte Seite des Schwenkringes 107. Die übrigen Quadranten schließen sich an den Quadranten Q1 entgegen dem
25 Uhrzeigersinn um die Schwenk- bzw. Kippachse des Schwenkringes 107 an.

- Bei den bisherigen Beispielen ist davon ausgegangen, dass der Schwerpunkt des Schwenkringes 107 im wesentlichen mit der Kippachse zusammenfällt, die sich senkrecht zur Antriebswellenmittelachse erstreckt. Aufbauend darauf weisen aber
30 Verdichter nach dem Stand der Technik häufig Schwerpunkte im Bereich der Schwenkscheibe auf, bei denen Schwerpunkt der Schwenkscheibe nicht mit der Kippachse zusammenfällt. Erfindungsgemäß ist es denkbar, gezielt einen sog. „offset“ einzuplanen. Dabei wirken sich Schwerpunkte in den Quadranten Q wie folgt aus:

Q1 (positive Koordinaten z und y): abregelnd

Q3 (negative Koordinaten z und y): abregelnd

Q2 (positive Koordinaten z und negatives y): aufregelnd

5 Q4 (negative Koordinaten z und positives y): aufregelnd

Die Koordinate z erstreckt sich parallel zur Antriebswellenmittelachse bzw. erstreckt sich vorzugsweise in dieser. Die Koordinate y erstreckt sich senkrecht dazu.

10 Wird kein zusätzlicher Massenausgleich vorgesehen, so liegt der Schwerpunkt bei den Ausführungsformen nach dem Stand der Technik sehr häufig im vierten Quadranten Q4.

Es ist natürlich möglich, dass ein in einem beliebigen Quadranten angeordneter
15 Schwerpunkt bei Verkippen der Schwenkscheibe die Wellenseite bezogen auf die Wellenmittelachse wechselt mit der Folge, dass sich z.B. ein aufregelndes Verhalten in ein abregelndes Verhalten wandelt. Es ist aber auch erkannt worden, dass sich im Bereich der Wellenachse natürlich die Fliehkraft und ein eventuell daraus resultierendes Kippmoment eher in Grenzen hält.

20 Insgesamt wird, bezogen auf die bereits genannten zwei Momente $M_{k,ges}$ und M_{SW} , welche für bestimmte Kippwinkel kompensiert werden können, ein weiteres Kippmoment infolge der Fliehkraft wirksam, welches als Anteil in M_{SW} eingeht oder msw, welches in das Deviationsmoment J_{yz} eingeht, welches wiederum in M_{SW} eingeht
25 ($M_{SW} = J_{yz} \cdot \omega^2$).

Nachstehend werden in bezug auf die Lage des Schwerpunktes der Schwenkscheibe noch besondere Ausführungsformen näher beschrieben:

30 Es wird ein „offset“ vorgesehen, der aufregelnd wirkt. Das heißt, der Schwerpunkt der Schwenkscheibe liegt entweder im zweiten oder im vierten Quadranten, d.h. in Q2 oder Q4.

In den Fig. 14a bis 19 sind verschiedene Fälle dargestellt.

Fig. 14a zeigt das Regelverhalten für einen Schwerpunkt, der mit der Kippachse zusammenfällt. In Fig. 15a ist der Schwerpunkt verlagert, und zwar entweder
5 in den zweiten oder in den vierten Quadranten mit den Koordinaten $y=3/z=-2$ bzw. $y=-3/z=2$. Diese Schwerpunktverlagerung hat zur Folge, dass sich ein zusätzliches (Teil-)Moment ausbildet, welches aufregelnd wirkt. Bei dem gewählten Schwerpunkt ist im Kippwinkelbereich von z.B. 1° bis 16° die Variation des Momentes nicht so groß, dass man sagen kann, dass die Kennlinien umso mehr zu höheren Drücken parallel
10 verschoben werden können, je größer die Drehzahl ist. Prinzipiell ist es möglich, dadurch die Kurven etwas weiter in einem schmalen Band zusammenzuschieben. Gemäß Fig. 1 ergibt sich allerdings für große Kippwinkel näherungsweise eine ausgeglichene Momentenbilanz und damit wenig Variabilität (ca. 10-16% Schrägscheiben-Kippwinkel). Im Bereich kleinerer und mittlerer Kippwinkel,
15 insbesondere aber bei kleinen Kippwinkeln ergibt sich ein aufregelndes Moment. Das aufregelnde Kippmoment im niedrigen Drehzahlbereich kann attraktiv sein, da man bestrebt ist, den Kippwinkel im Zusammenhang z.B. mit kupplungslosem Betrieb im Betriebszustand Klimaanlage „Aus“ eine möglichst geringe Leistungsaufnahme einzustellen. Der Minimierung des Kippwinkels sind aber Grenzen gesetzt, da der
20 Verdichter zum Regeln auf einen größeren Hub immer eine geringe Druckdifferenz aufbauen können muß. Ist der Kippwinkel und damit der Hub zu klein eingestellt, so hat der Verdichter Problem aufzuregeln. In diesem Fall kann die Dynamik helfen, den Verdichter auf größeren Hub einzustellen. In Fig. 14b und 15b ist vergleichsweise der Einfluß der Schwerpunktlage dargestellt. Als Vorteil wird gesehen, dass die Kennlinien
25 durch das Merkmal zu höheren Drücken ungefähr parallel verschoben werden können. Erwünscht ist, dass der Verdichter im höheren Drehzahlbereich abregelt und im niedrigeren Drehzahlbereich aufregelt. Dies ist in Fig. 15a mit den entgegengesetzten Pfeilen „n“ dargestellt. Die Fig. 14b und 15b entsprechen den Fig. 14a und 15b, und zwar jeweils im Bereich kleiner Kippwinkel und im vergrößerten Maßstab.

30 Aufgrund des realen Gasprozesses und der Schadräume, die sich nicht vermeiden lassen und die bei der Verdichtung sehr relevant sind, kommt es im Bereich geringer Kippwinkel dazu, dass sich eine Art Maximum oder ein Plateau ergibt, welches keine

klare Zuordnung von Druck zu Drehzahl erlaubt und häufig zu Regelungsproblemen führt.

5 Durch die vorliegende Erfindung kann dieser Einfluß verkleinert werden, d.h. die Steigung der Kennlinien wird in der Tendenz etwas erhöht.

10 In Fig. 15b sind die Drehzahlen von unten nach oben wie folgt gestaffelt: 600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min, wobei die Kennlinien für 600 U/min und 1200 U/min nahezu zusammenfallen. Erhöht man bei minimalem Kippwinkel von 600 U/min oder 1200 U/min die Drehzahl auf ca. 2500 U/min, so steigt der Kippwinkel auf $2,5^\circ$.

15 Bei den gegenwärtigen Konstruktionen versucht man, wie bereits erwähnt, den minimalen Kippwinkel zu minimieren. So kann z.B. der minimale Kippwinkel nur etwa $0,6^\circ$ betragen. Ein solcher Bereich kann aber sehr kritisch für ein einwandfreies Anfahren des Verdichters sein. Eine Erhöhung des minimalen Kippwinkels infolge einer Drehzahlsteigerung schon um wenige $1/10^\circ$ kann deshalb sehr nützlich sein.

20 Die Fig. 16 bis 19 zeigen weitere Beispiele für unterschiedliche Schwerpunktlagen. Daraus leiten sich folgende Erkenntnisse ab:

Je nach Kippwinkel stellt das Triebwerk ein aufregelndes oder abregelndes Verhalten bereit.

25 Bereichsweise liegen die Kennlinien sehr dicht beieinander oder sind sogar deckungsgleich.

Die Kennlinien schneiden sich stets in einem Punkt.

30 Anhand der Fig. 20 und 21 wird exemplarisch noch der Fall dargestellt, dass sich ein zusätzlich durch entsprechende Schwerpunktlage eingerichtetes Moment abregelnd auswirkt. Der Schwerpunkt liegt entweder im ersten oder dritten Quadranten. Mit steigender Drehzahl werden die Kennlinien durch eine solche Schwerpunktlage

zu kleineren Drücken verschoben. Eine solche Dimensionierung der Bauteile kann attraktiv sein, um bei steigender Verdichterdrehzahl allein durch die Summe der wirksamen Momente abzuregeln.

- 5 Auf den ersten Blick hat die dargestellte Regelcharakteristik nichts mit einer Kompensation von Massenkräften zu tun, da bei keiner Drehzahl der Kippwinkel konstant gehalten wird. Demzufolge bezieht sich die Kompensation der Massenkräfte zunächst nur auf den Ausgleich der Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} in einem vorbestimmten Kippwinkel. In dieses Kriterium fällt auch der dargestellte Fall „abregelndes Moment
.0 infolge der Schwerpunktslage“.

Darauf aufbauend bezieht sich die Erfindung auf einen Ausgleich der Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} sowie einem zusätzlichen Moment infolge der Schwerpunktslage (Aufregelnd).

- .5 Der Vorteil der dargestellten Ausführungsbeispiele im Vergleich zu dem Stand der Technik gemäß z.B. Fig. 3 liegt noch einmal zusammengefasst im wesentlichen darin, dass es einen Kippwinkel gibt, für den ein Momentenausgleich besteht.

- 20 Damit hat die Drehzahl des Triebwerks nur noch einen moderaten, wenn überhaupt, Einfluß auf die den einzelnen Drehzahlen zugeordneten Kennlinien, sofern die Winkelfunktionen $\tan(\alpha)$ und $\sin(2\alpha)$ einen nennenswerten Effekt haben. Dieser ist in jedem Fall klein für kleine „ α “.

- 25 Durch die Schwerpunktslage kann darüber hinaus ein unterschiedliches Verhalten eingestellt werden. Insgesamt ist aber der Drehzahleinfluß erheblich reduziert.

- Durch die enge Bündelung der den Drehzahlen zugeordneten Kennlinien bei vielen Betriebspunkten ist eine gewünschte Dimensionierung z.B. der Rückstellfeder einfacher.

- 30 Die Fig. 13 soll zum besseren Verständnis der eingangs zitierten Formeln zur Berechnung der hier fraglichen Kippmomente dienen. Insofern wird auf die entsprechenden Formeln und die obige Erläuterung der einzelnen Größen verwiesen.

Unter Bezugnahme auf die oben dargestellten Kennlinien bzw. Regelkurven sei noch darauf hingewiesen, dass für die Charakteristik des erfindungsgemäßen Verdichters von ganz wesentlicher Bedeutung und auch Erkennung ist, dass die Kennlinien bzw. 5 Regelkurven für unterschiedliche Drehzahlen etwa parallel zueinander verlaufen. Bei einem derartigen Kennlinien-Verlauf werden die erfindungsgemäßen Bedingungen erfüllt.

Des weiteren sei darauf hingewiesen, dass sich der Kippwinkel der Schwenkscheibe 10 bzw. des Schwenkringes 107 bei einer Drehzahlerhöhung von Minimum auf Maximum um etwa 2° bis 4° ändert, und zwar insbesondere unter der Bedingung eines etwa konstanten Drucks im Triebwerksraum. Diese Änderung bedeutet, dass der Kippwinkel unter den gegebenen Bedingungen praktisch konstant ist. Gleichmaßen ist dann auch der Kolbenhub praktisch konstant.

15 Zur Federkonstante der auf die Schwenkscheibe einwirkenden Rückstellfeder in der Regel für eine bestimmte Drehzahl optimal eingestellt wird. Bei starken Drehzahlschwankungen wirkt sich dies bei herkömmlichen Verdichtern nachteilig aus, und zwar aufgrund der relativ großen Spreizung der Regelkennlinien zwischen 20 minimaler und maximaler Drehzahl.

Erfindungsgemäß liegen die Regelkennlinien jedoch sehr dicht beieinander und verlaufen nahezu parallel zueinander. Dementsprechend lässt sich eine optimale Federkonstante für ein relativ enges Kennlinien-Bündel einstellen mit der Folge, dass 25 die Federkonstante für alle Drehzahlen zwischen minimaler und maximaler Drehzahl nahezu optimal eingestellt ist bzw. eingestellt werden kann. Sie beträgt etwa 40 bis 90 N/mm, insbesondere etwa 40 bis 70 N/mm.

Schließlich sei noch darauf hingewiesen, dass bei der eingangs dargestellten 30 Berechnung der Massenträgheitsmomente, insbesondere des Deviationsmoments vorzugsweise noch ein sog. Steineranteil ($y_s \cdot z_s \cdot m$) berücksichtigt werden sollte, unter dessen Berücksichtigung sich das Deviationsmoment wie folgt darstellt:

- 31 -

$$J_{\overline{YZ}} = J_{YZ} + y_s \cdot z_s \cdot m$$

- Für kleine Kippwinkel der Schwenkscheibe, z.B. eines Schwenkringes, ist der Anteil J_{YZ} kleiner als der Steineranteil $y_s \cdot z_s \cdot m$. Der Anteil J_{YZ} regelt den Verdichter immer ab, während der Anteil $y_s \cdot z_s \cdot m$ stets aufregelt (eingestellt durch die Lage im Quadranten Q2, Q4 gemäß Fig. 12).

- Aus den vorgenannten Überlegungen ergibt sich also, dass das Deviationsmoment zwei gegenläufige Einflussanteile besitzt, d.h. sowohl einen aufregelnden als auch abregelnden Anteil.

Die entsprechenden Anteile werden jeweils nach Überschreiten eines Grenzkippwinkels α_g wirksam, wobei für $\alpha < \alpha_g$ gilt:

- $y_s \cdot z_s \cdot m > J_{YZ}$ (aufregelnd), und für $\alpha > \alpha_g$ umgekehrt (d.h. abregelnd).

- Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentliche beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

A n s p r ü c h e

1. Axialkolbenverdichter, insbesondere Verdichter für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle (104) angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock axial hin- und herlaufende Kolben (118) und eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle (104) drehende Schwenkscheibe (Schräg- oder Taumelscheibe; oder Schwenkring 107) umfasst,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Geometrie und Dimensionierung sämtlicher translatorisch bewegter Teile, wie Axialkolben (118), Kolbenstange oder Gleitsteine (121, 122), od. dgl., einerseits und sämtlicher rotatorisch bewegter Teile, wie Schwenkscheibe (107), Mitnehmer od. dgl., andererseits derart sind, dass für beliebige Kippwinkel (α) der Schwenkscheibe (107), insbesondere zwischen einem vorbestimmten minimalen Kippwinkel (α_{\min}) und einem vorbestimmten maximalen Kippwinkel (α_{\max}) das Moment $M_{k,ges}$ infolge der translatorisch bewegten Massen, insbesondere der Kolben (118), ggf. einschließlich Gleitsteine (121, 122), Kolbenstangen od. dgl., etwa gleich dem Moment M_{sw} infolge des Deviationsmoments, d.h. dem Moment infolge der Massenträgheit der Schwenkscheibe (107) ist.
2. Verdichter nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass

das Momenten-Gleichgewicht $M_{k,ges} = M_{SW}$ für einen vorbestimmten Kippwinkel (α) eingestellt ist, insbesondere für folgende Kippwinkel:

$$\alpha = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2, \text{ oder}$$

$$\alpha = \alpha_{max},$$

5 oder auch einen vorbestimmten virtuellen Kippwinkel

$$\alpha > \alpha_{max}$$

3. Verdichter nach Anspruch 1 oder 2,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, d a s s

10 der Schwerpunkt der Schwenkscheibe (107) auf der Kippachse (x) derselben liegt.

4. Verdichter nach Anspruch 1 oder 2,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, d a s s

15 bei Einteilung des die Antriebswelle und Schwenkscheibe umfassenden Raumes in vier Quadranten (Q1, Q2, Q3, Q4) der Schwerpunkt der Schwenkscheibe (107) entweder in einen ersten vorderen durch die Antriebswelle (104) und die die Kolbenabstützung umfassende, den Kolben zugewandte Vorderseite der Schwenkscheibe (107) begrenzten Quadranten (Q1), oder in einen zweiten
20 vorderen, an der relativ zur Antriebswelle (104) dem ersten Quadranten (Q1) gegenüberliegenden Seite liegenden Quadranten (Q2), oder in einen dritten hinteren, relativ zur Schwenkscheibe (107) auf Höhe des zweiten Quadranten (Q2) hinter, d.h. an der den Kolben abgewandten Seite der Schwenkscheibe (107) angeordneten Quadranten (Q3), oder in einen vierten hinteren, relativ zur
25 Schwenkscheibe (107) auf Höhe des ersten Quadranten (Q1) hinter, d.h. an der den Kolben abgewandten Seite der Schwenkscheibe (107) angeordneten Quadranten (Q4) verlegt ist.

5. Verdichter nach einem der Ansprüche 1-4,

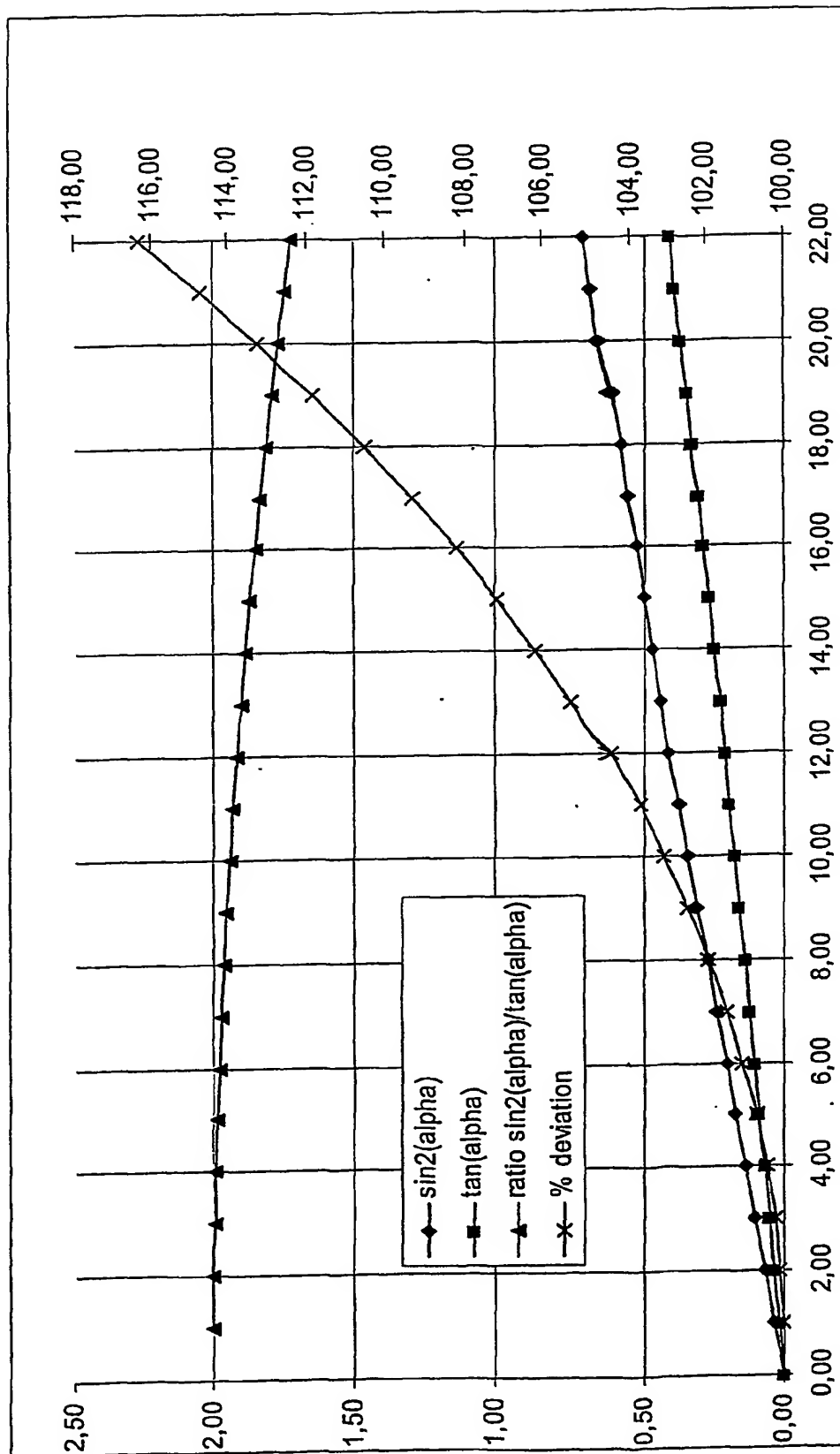
30 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, d a s s

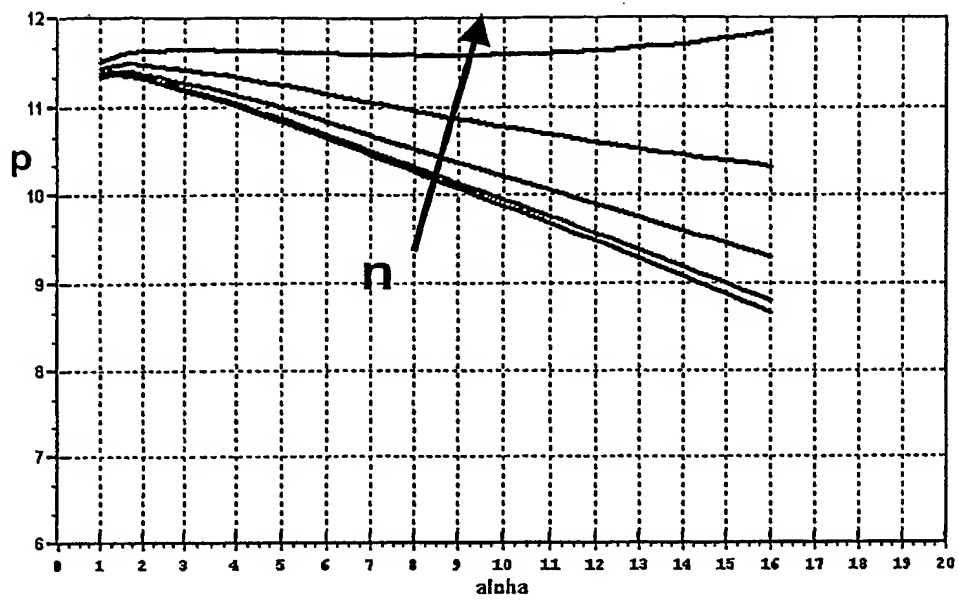
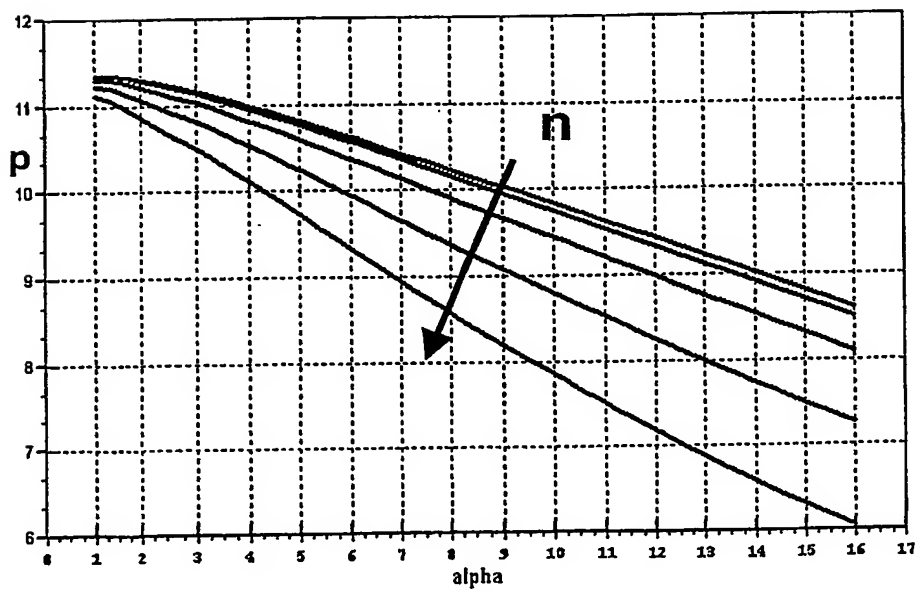
er im höheren Drehzahlbereich abregelbar und im niedrigeren Drehzahlbereich aufregelbar ist (Fig. 15a, 16, 17, 18).

6. Verdichter nach Anspruch 4 oder 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Lage des Schwerpunktes mit der Änderung des Kippwinkels der
Schwensscheibe (107) von einem aufregelnden Quadranten (Q2, Q4) in einen
5 abregelnden Quadranten (Q1, Q3) oder umgekehrt wandert.
7. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Kolbenhub und/oder der Kippwinkel der Schwensscheibe (107) bei
10 Drehzahlschwankungen weitgehend konstant ist.
8. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass
sich die drehzahlabhängigen Kennlinien der Triebwerksraum-Druckdifferenz (p)
15 bezogen auf den Saugdruck über dem Kippwinkel (α) der Schwensscheibe (107)
entweder in einem Punkt schneiden oder an einem Punkt zusammenlaufen.
9. Verdichter nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet, dass
20 der Schnittpunkt der Kennlinien den aufregelnden vom abregelnden
Drehzahlbereich trennt.
10. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
25 die Kennlinien (Regelkurven) für unterschiedliche Drehzahlen etwa parallel
zueinander verlaufen.
11. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 10,
dadurch gekennzeichnet, dass
30 der Kippwinkel (α) der Schwensscheibe (z.B. Schwenkring 107) sich bei einer
Drehzahlerhöhung von Minimum auf Maximum um etwa 2° bis 4° ändert,
insbesondere unter der Bedingung eines etwa konstanten Drucks im
Triebwerksraum.

12. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federkonstante der auf die Schwenkscheibe (z.B. Schwenkring 107)
5 einwirkenden Rückstellfeder (117) zwischen etwa 40 bis 90 N/mm, insbesondere
etwa 40 bis 70 N/mm beträgt, wobei die gewählte Federkonstante für ein Bündel
von Regelkennlinien optimiert ist.
13. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
10 dadurch gekennzeichnet, dass
das Deviationsmoment unter Berücksichtigung eines sog. Steineranteils sowohl
einen aufregelnden als auch abregelnden Term umfaßt, wobei diese Terme
jeweils nach Überschreiten eines Grenz-Kippwinkels (α_g) der Schwenkscheibe
(107) überwiegen, insbesondere bei
15 $\alpha < \alpha_g$ aufregelnd, und
 $\alpha > \alpha_g$ abregelnd.

Fig. 1



Fig. 2Fig. 3

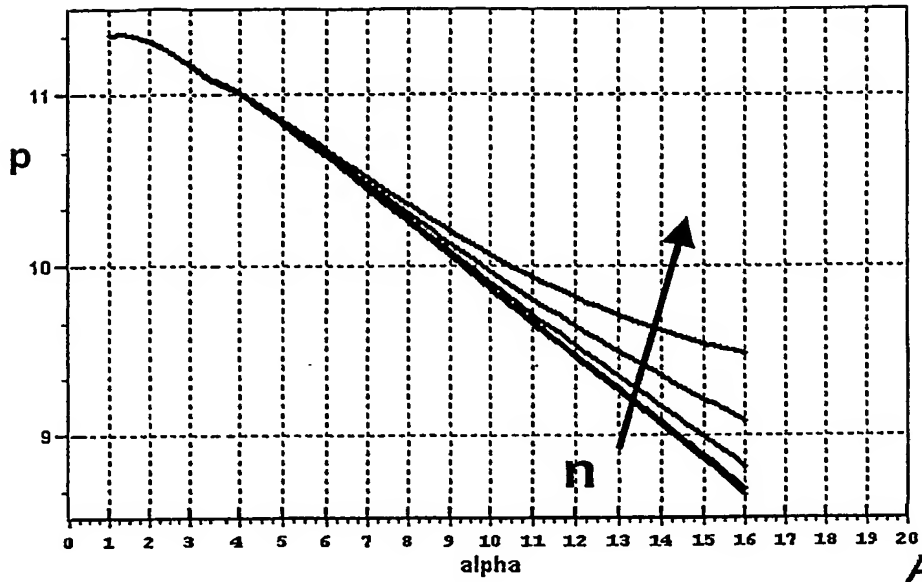


Fig. 4

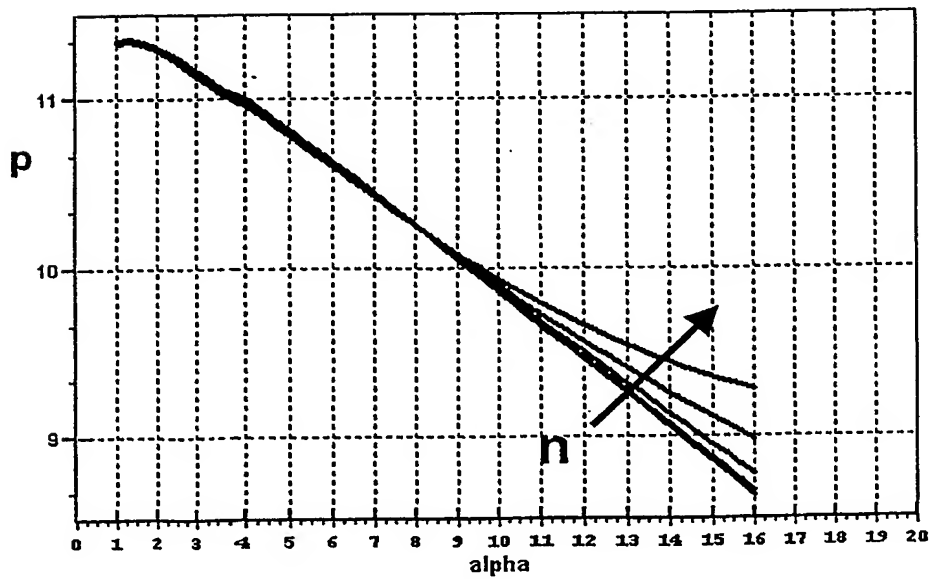


Fig. 5

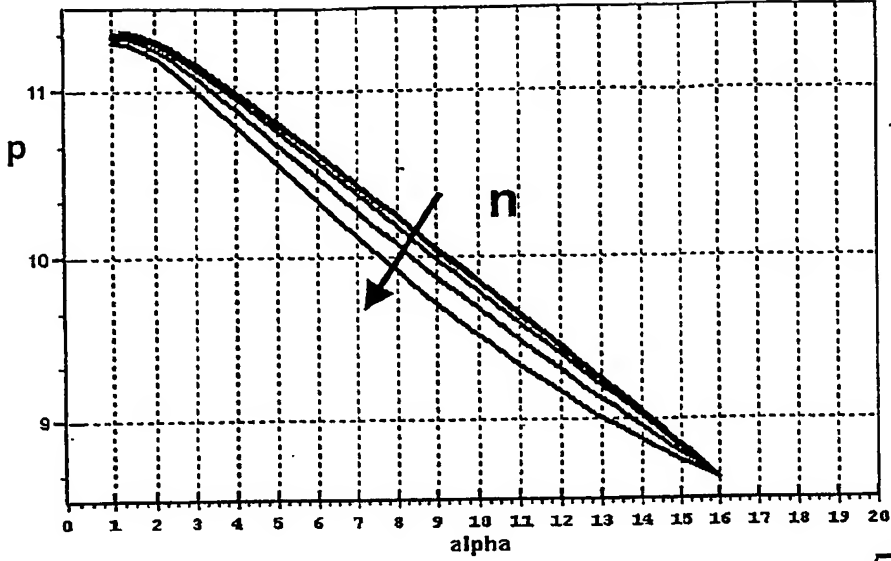


Fig. 6

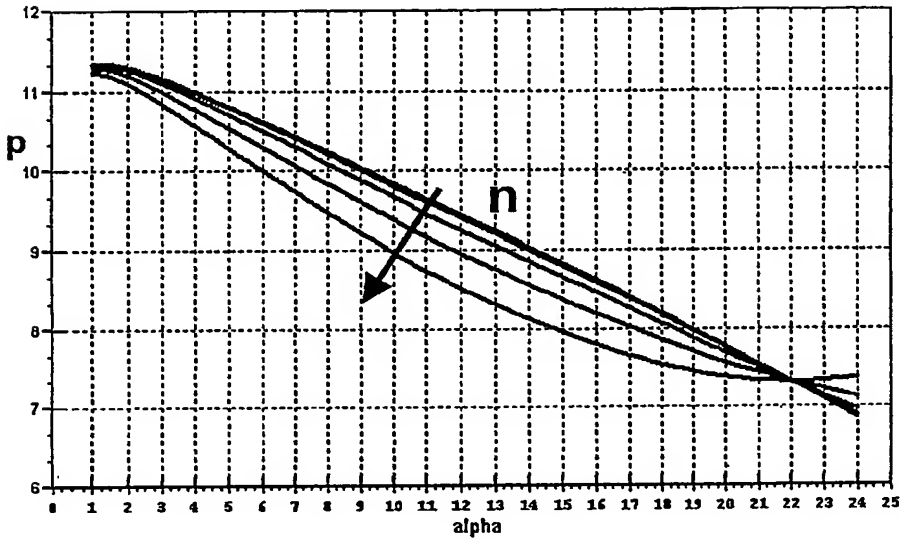


Fig. 7

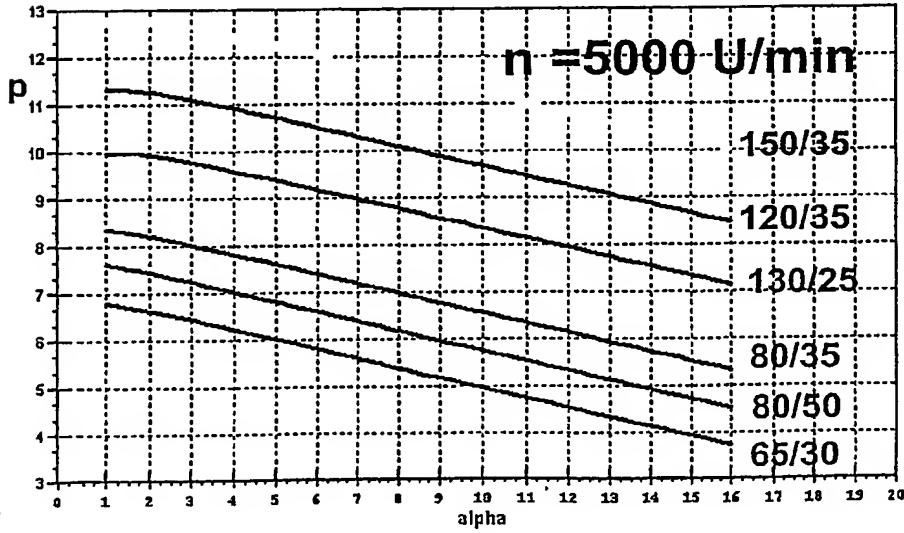
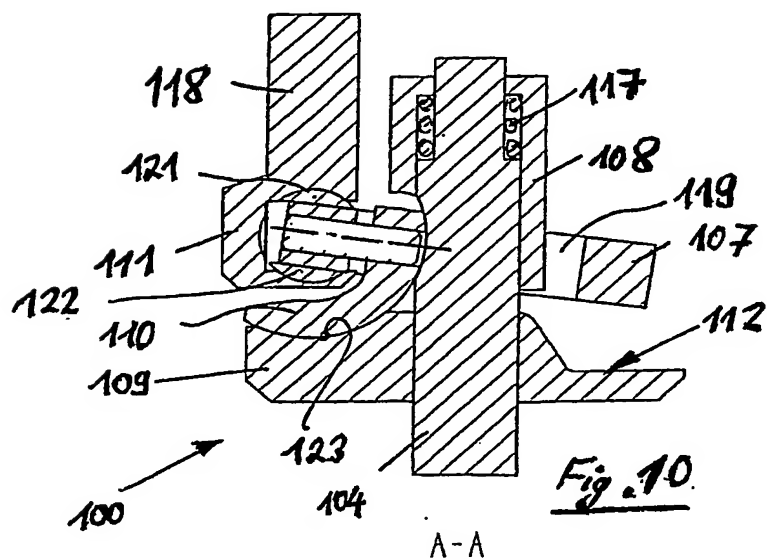
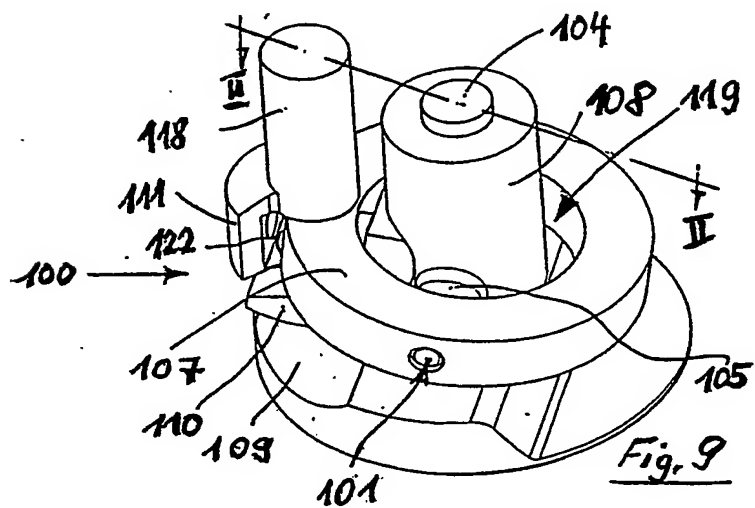
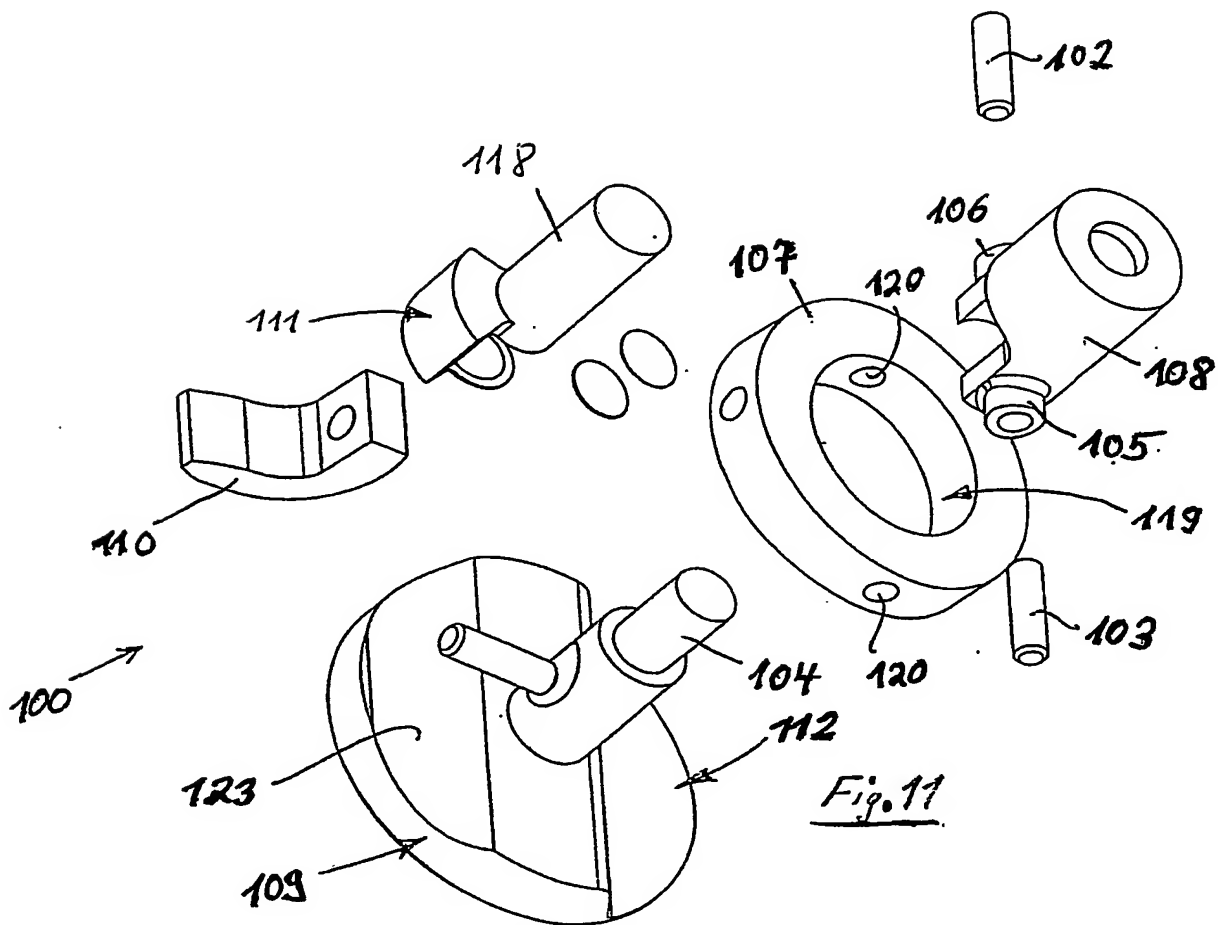
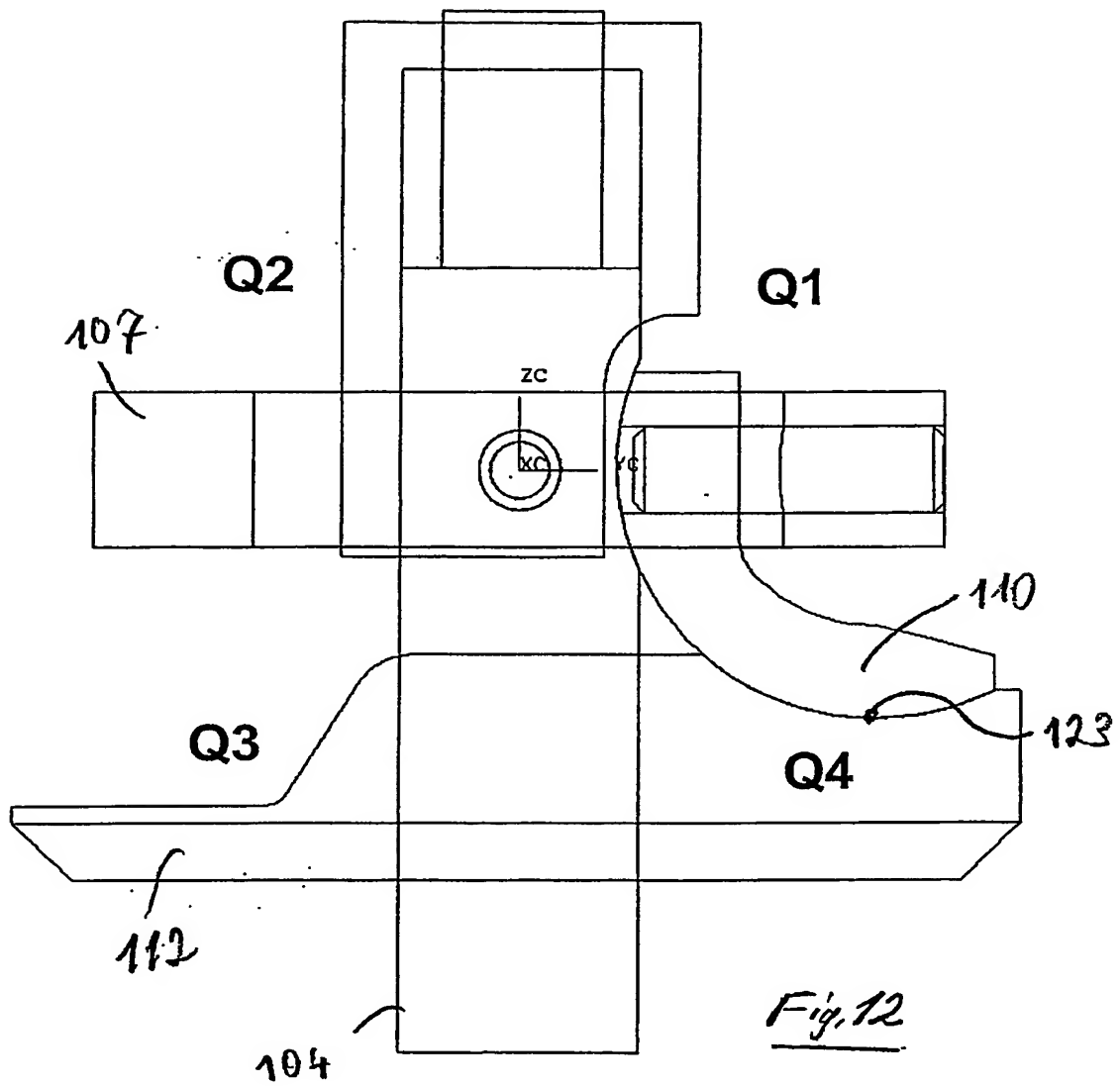
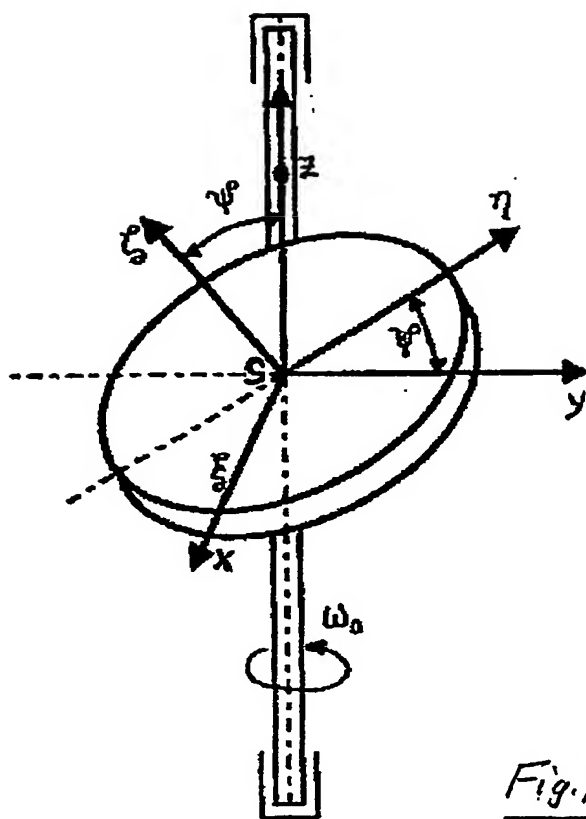


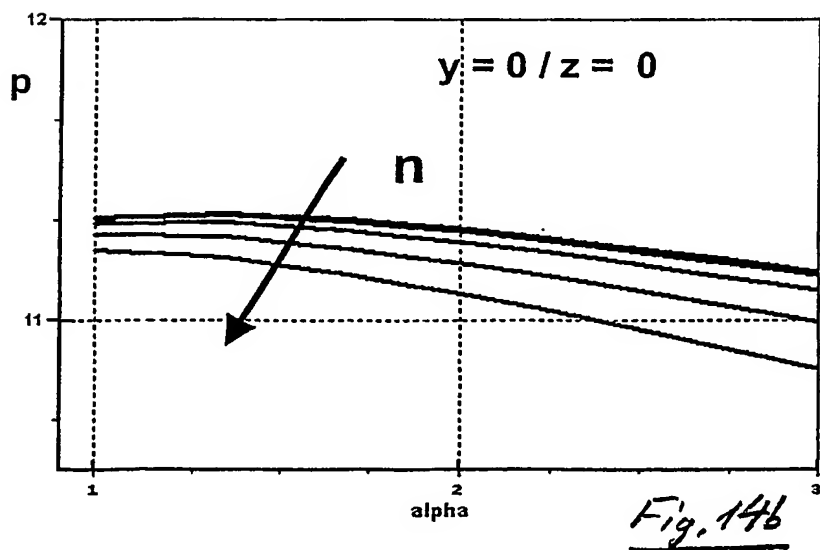
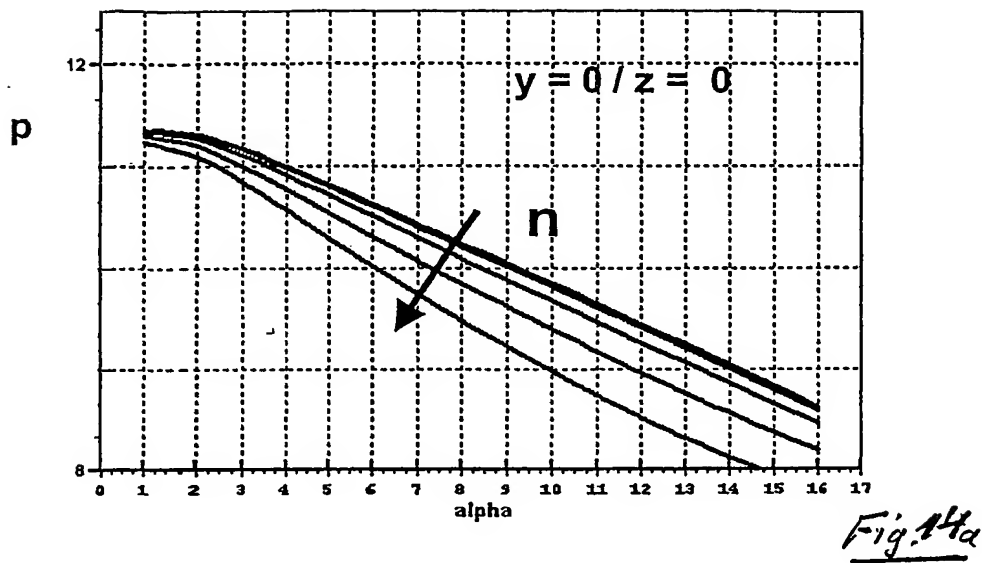
Fig. 8

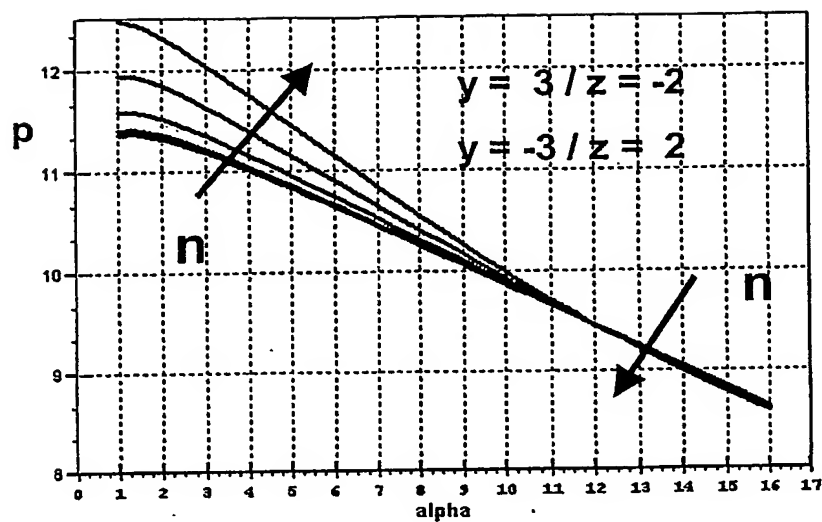
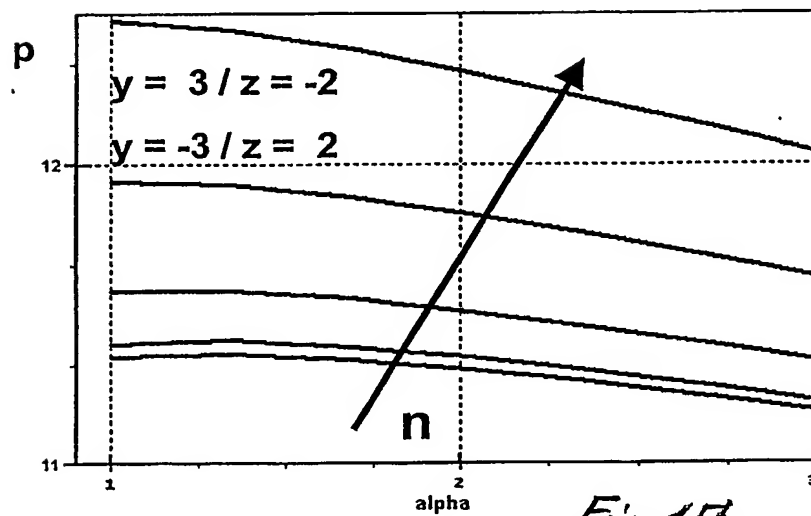


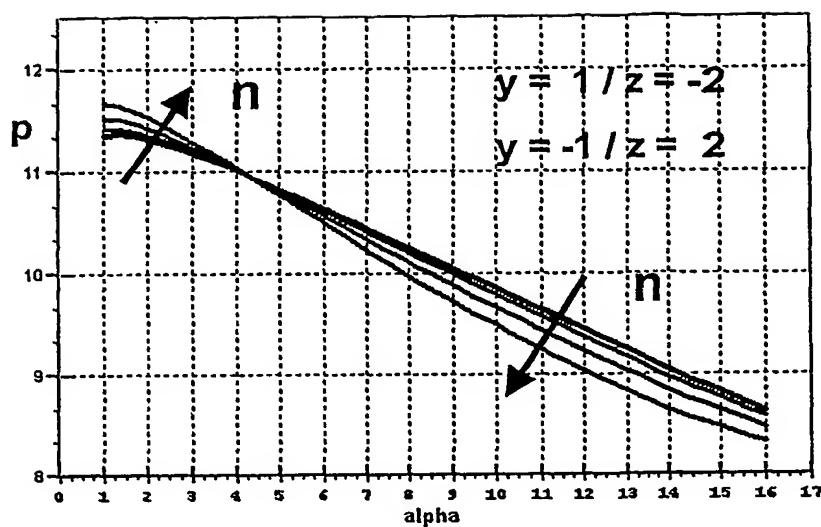
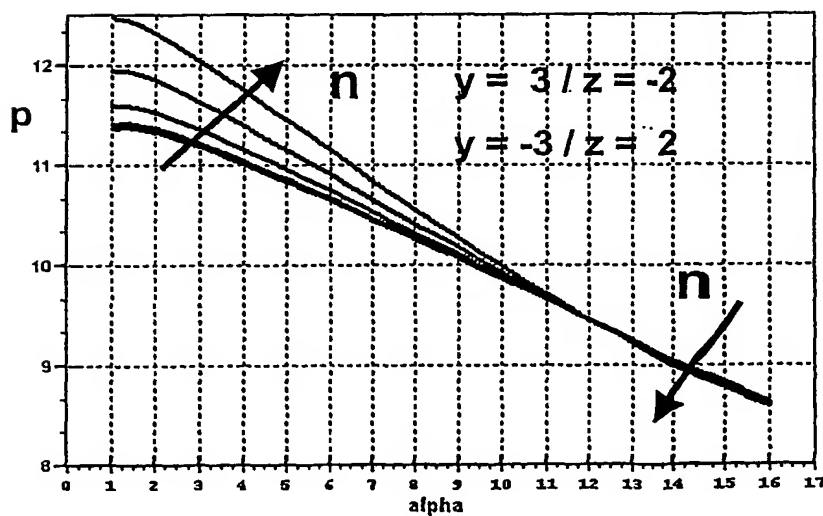


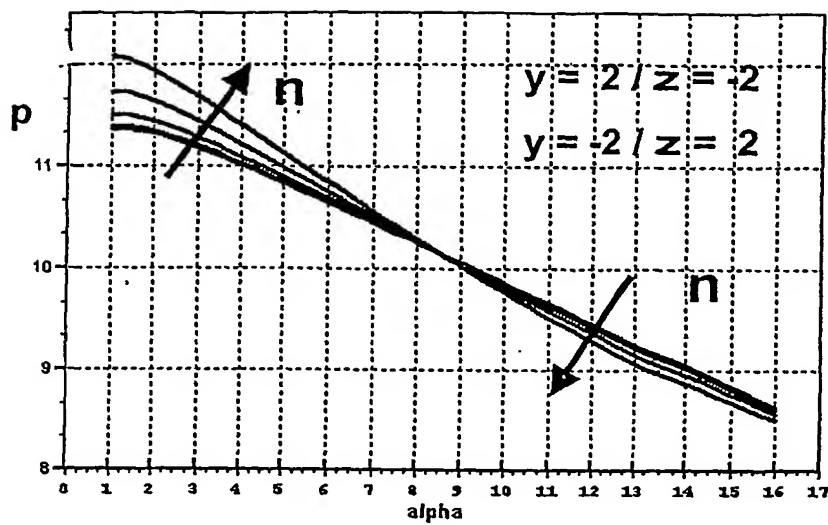
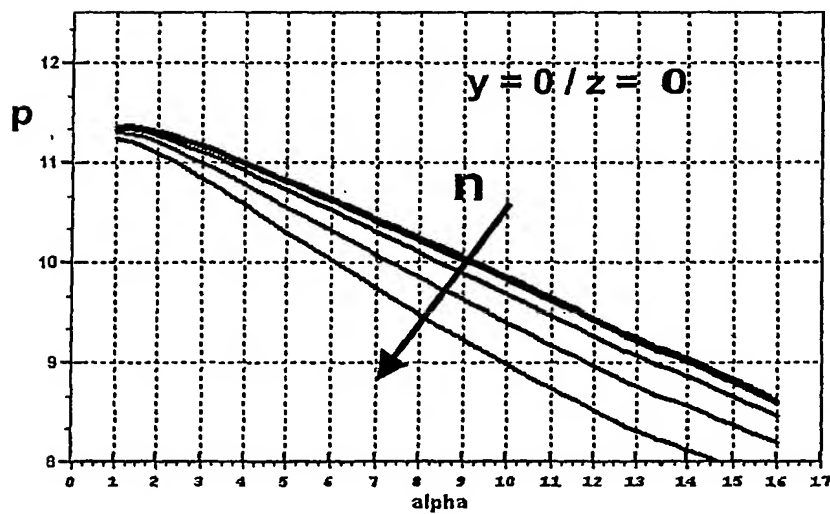


Fig. 13



Fig. 15aFig. 15b

Fig. 16Fig. 17

Fig. 18Fig. 19

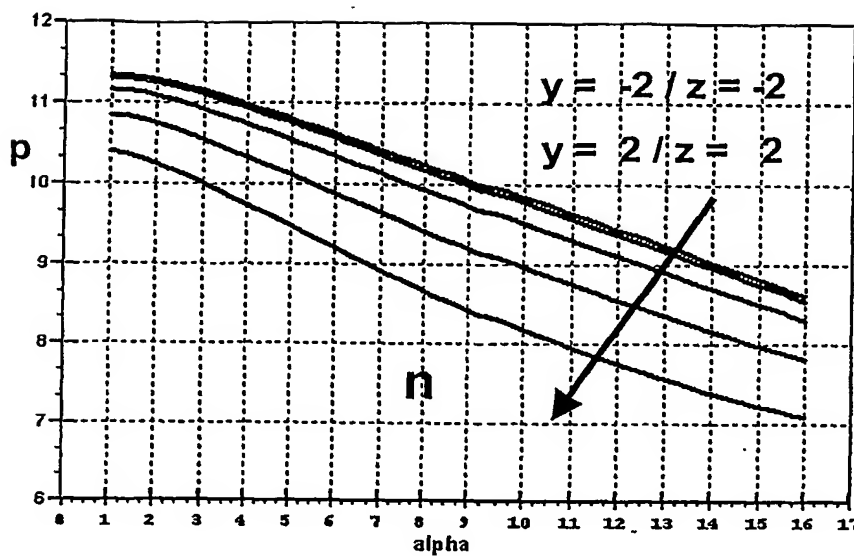


Fig. 20

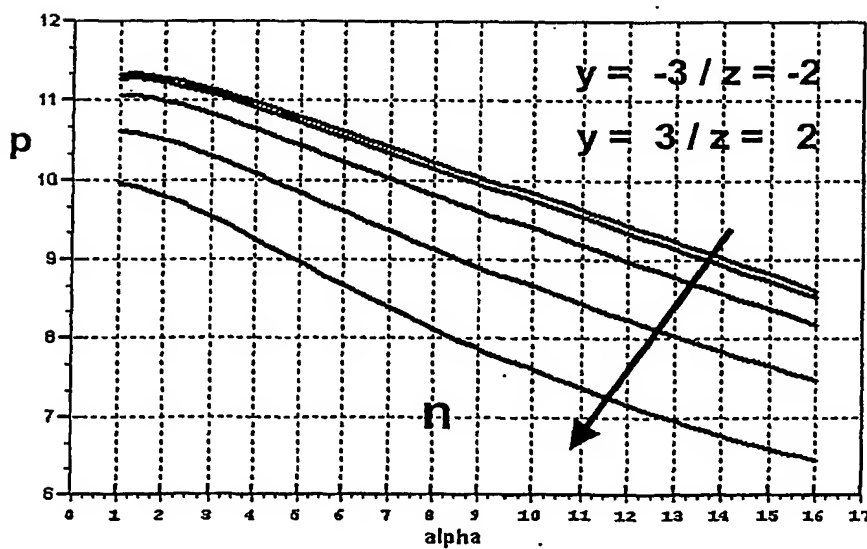


Fig. 21

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP2004/011112

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F04B27/18

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F04B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EP0-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 198 39 914 A1 (LUK FAHRZEUG-HYDRAULIK GMBH & CO KG) 9 March 2000 (2000-03-09) the whole document	1-13
A	DE 197 49 727 A1 (OBRIST ENGINEERING GMBH, LUSTENAU, AT; OBRIST ENGINEERING GMBH, LUSTEN) 10 June 1999 (1999-06-10) abstract	1
A	DE 25 24 148 A1 (AGROTECHNIKA, N.P.) 15 January 1976 (1976-01-15) page 2, paragraph 3 - paragraph 4	1
A	US 5 573 379 A (KIMURA ET AL) 12 November 1996 (1996-11-12) column 3, line 2 - column 4, line 67	1

☐ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- *&* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

21 February 2005

Date of mailing of the international search report

28/02/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Fistas, N

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP2004/011112

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19839914	A1	09-03-2000	DE 29823804 U1	30-12-1999
DE 19749727	A1	10-06-1999	DE 59807739 D1	08-05-2003
			EP 0964997 A1	22-12-1999
			ES 2196608 T3	16-12-2003
			WO 9924715 A1	20-05-1999
			JP 3188716 B2	16-07-2001
			JP 2000510549 T	15-08-2000
			US 6164252 A	26-12-2000
DE 2524148	A1	15-01-1976	CS 172656 B1	28-01-1977
			FR 2328187 A1	13-05-1977
			IT 1039195 B	10-12-1979
			SE 7507196 A	29-12-1975
US 5573379	A	12-11-1996	JP 3417652 B2	16-06-2003
			JP 7293429 A	07-11-1995
			DE 19514748 A1	16-11-1995
			KR 142126 B1	01-07-1998

BEST AVAILABLE COPY

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/011112

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F04B27/18

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F04B

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EP0-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 198 39 914 A1 (LUK FAHRZEUG-HYDRAULIK GMBH & CO KG) 9. März 2000 (2000-03-09) das ganze Dokument	1-13
A	DE 197 49 727 A1 (OBRIST ENGINEERING GMBH, LUSTENAU, AT; OBRIST ENGINEERING GMBH, LUSTEN) 10. Juni 1999 (1999-06-10) Zusammenfassung	1
A	DE 25 24 148 A1 (AGROTECHNIKA, N.P.) 15. Januar 1976 (1976-01-15) Seite 2, Absatz 3 - Absatz 4	1
A	US 5 573 379 A (KIMURA ET AL) 12. November 1996 (1996-11-12) Spalte 3, Zeile 2 - Spalte 4, Zeile 67	1

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

21. Februar 2005

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

28/02/2005

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Fistas, N

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/011112

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 19839914 A1	09-03-2000	DE 29823804 U1	30-12-1999
DE 19749727 A1	10-06-1999	DE 59807739 D1	08-05-2003
		EP 0964997 A1	22-12-1999
		ES 2196608 T3	16-12-2003
		WO 9924715 A1	20-05-1999
		JP 3188716 B2	16-07-2001
		JP 2000510549 T	15-08-2000
		US 6164252 A	26-12-2000
DE 2524148 A1	15-01-1976	CS 172656 B1	28-01-1977
		FR 2328187 A1	13-05-1977
		IT 1039195 B	10-12-1979
		SE 7507196 A	29-12-1975
US 5573379 A	12-11-1996	JP 3417652 B2	16-06-2003
		JP 7293429 A	07-11-1995
		DE 19514748 A1	16-11-1995
		KR 142126 B1	01-07-1998

BEST AVAILABLE COPY